

**UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
DI PADOVA**

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA

Dipartimento di Ingegneria Industriale - DII

Dipartimento di Tecnica e Gestione dei Sistemi Industriali - DTG

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Caratterizzazione dello scambio termico in
giunzioni bullonate in vuoto

Relatore:

Prof. Chitarin Giuseppe

Correlatore:

Ing. Rizzolo Andrea

Candidato:

Zacchello Alessandro

2027102

ANNO ACCADEMICO 2022/2023

Indice

1	INTRODUZIONE	1
2	RICHIAMI DI TERMODINAMICA	7
2.1	Lo scambio di calore	7
2.1.1	Scambio per conduzione	7
2.1.2	Scambio per convezione	9
2.1.3	Scambio per irraggiamento	9
2.1.4	Scambio termico totale	13
3	SCAMBIO DI CALORE ALL'INTERFACCIA TRA DUE SOLIDI A CONTATTO	14
3.1	Descrizione del contatto tra due superfici	14
3.1.1	Conduttanza di contatto	15
3.1.2	Influenza del gas residuo nei gap tra i profili	16
3.2	Modellazione analitica	17
3.3	Modellazione numerica	25
3.4	Misura sperimentale della conduttanza di contatto	28
3.4.1	Esperimenti a pressione uniforme	28
3.4.2	Esperimenti su giunti bullonati	35
3.4.3	Analisi di incertezza	40
3.5	Confronto tra modelli reperibili in letteratura	42
4	PROPOSTA DI SET-UP SPERIMENTALE	47
4.1	L'installazione sperimentale ICE	47
4.2	Selezione del set-up più adatto al caso NBI	52
4.3	Posizionamento dei sensori	55
5	ANALISI NUMERICHE	57
5.1	Simulazione della distribuzione della pressione di contatto in un giunto bullonato nel set-up sperimentale di Hasselström e Nilsson [11]	57
5.1.1	Geometria	57
5.1.2	Contatti fra i componenti	58
5.1.3	Materiali	58
5.1.4	Mesh	58
5.1.5	Carico e condizioni al contorno	60
5.1.6	Risultati	61
5.1.7	Conclusioni	62
5.2	Influenza della conduttanza di contatto sulla potenza richiesta al riscaldatore in un set-up a pressione uniforme	64
5.2.1	Geometria	64
5.2.2	Contatti fra i componenti	64

5.2.3	<i>Materiali</i>	64
5.2.4	<i>Mesh</i>	64
5.2.5	<i>Carico e condizioni al contorno</i>	64
5.2.6	<i>Risultati</i>	66
5.2.7	<i>Dilatazione termica dei provini</i>	67
5.3	Analisi strutturale e termica di un set-up a pressione uniforme	71
5.3.1	<i>Telaio</i>	71
5.3.2	<i>Dimensionamento statico</i>	73
5.3.3	<i>Mesh</i>	73
5.3.4	<i>Carico e condizioni al contorno</i>	73
5.3.5	<i>Risultati</i>	75
5.3.6	<i>Distribuzione della pressione all'interfaccia</i>	75
5.4	Distribuzione della temperatura sul telaio	76
5.4.1	<i>Contatti fra componenti</i>	76
5.4.2	<i>Materiali</i>	76
5.4.3	<i>Mesh</i>	76
5.4.4	<i>Carico e condizioni al contorno</i>	77
5.4.5	<i>Risultati</i>	77
5.5	Dilatazione termica telaio	78
5.6	Calore disperso per irraggiamento	81
5.6.1	<i>Geometria</i>	82
5.6.2	<i>Contatti fra i componenti</i>	82
5.6.3	<i>Materiali</i>	82
5.6.4	<i>Mesh</i>	82
5.6.5	<i>Carico e condizioni al contorno</i>	82
5.6.6	<i>Risultati</i>	82
5.7	ΔP dovuta alla dilatazione termica dei provini	84
5.8	Verifica distribuzione pressione	86
6	Conclusioni	87
7	Sviluppi futuri	91
8	Ringraziamenti	92
9	APPENDICE	95
9.1	Datasheet strumenti	95

Sommario

Numerose apparecchiature scientifiche e industriali necessitano di operare in condizioni di vuoto: sono alcuni esempi la deposizione di film sottili, la simulazione dell'ambiente spaziale, lo studio e l'impiego tecnologico di gas ionizzati. In quest'ultima categoria ricadono le installazioni sperimentali per la fusione nucleare. Questa tesi, svolta presso il Consorzio RFX di Padova nell'ambito della Neutral Beam Test Facility (NBTF), documenta lo sviluppo concettuale di un apparato per la misura della conducibilità termica di contatto tra corpi metallici in vuoto, in condizioni rappresentative di quelle che si riscontrano negli accoppiamenti meccanici di parti in un Neutral Beam Injector (NBI). In una prima sezione, si richiamano i fondamenti della conduzione del calore nei solidi e si descrive il fenomeno della conduzione attraverso un'interfaccia tra superfici reali a contatto, confrontando diversi modelli presenti in letteratura. A seguire, si discutono apparati sperimentali e procedure note per la misurazione della conducibilità di contatto in vuoto, sulla base dei quali si sviluppa un esperimento da realizzare all'interno dell'installazione per lo studio di scambi termici "ICE" presso il Consorzio RFX. Le problematiche costruttive e della misurazione sono presentate e discusse con il supporto della modellazione CAD 3D e l'analisi agli elementi finiti.

Nomenclatura

A = Area [mm^2]

A_n = Area nominale di contatto [mm^2]

A_r = Area reale di contatto [mm^2]

b = raggio tubo di flusso elementare [μm]

c = raggio del punto di contatto [μm]

err = errore [/]

E = modulo di elasticità [MPa]

F = forza [N]

\mathcal{F} = fattore di vista

H = durezza superficiale [MPa]

H_c = microdurezza superficiale [MPa]

H_V = microdurezza Vickers [MPa]

h_c = conduttanza termica di contatto per unità di area $\left[\frac{W}{m^2K} \right]$

h_g = conduttanza di convezione per unità di area $\left[\frac{W}{m^2K} \right]$

h_r = conduttanza di irraggiamento per unità di area $\left[\frac{W}{m^2K} \right]$

k = conducibilità termica $\left[\frac{W}{mK} \right]$

M = coppia [Nm]

m = pendenza della rugosità [/]

m_s = pendenza superficiale assoluta media efficace [/]

n = Numero di termocoppie [/]

n_c = Numero punti di contatto [/]

N = Numero di viti [/]

l = lunghezza del tratto considerato [m]

L = Lunghezza totale del provino [m]

P = pressione media sulla superficie di contatto [MPa]

Q = calore [J]

q = flusso di calore [W]

r_0 = raggio area di contatto [m]

R_a = media del valore assoluto degli scarti rispetto alla linea media del profilo [m]

s = numero dei punti di contatto [/]

s_A = numero di punti di contatto in una data area [/]

S_Y = tensione di snervamento [MPa]

th = spessore del provino [mm]

T = temperatura [K]

T_m = temperatura media di giunzione [K]

TCC = conduttanza termica di contatto $\left[\frac{W}{K} \right]$

ΔT = salto di temperatura della giunzione [K]

Y = distanza fra mid plane e superficie [μm]

α = coefficiente di dilatazione termica lineare $\left[\frac{1}{K} \right]$

δ = spessore del gap [μm]

ε = emissività [/]

λ_c = snellezza limite [/]

μ = coefficiente d'attrito [/]

σ = valore quadratico medio della rugosità superficiale [μm]

σ_s = deviazione standard delle altezze delle asperità [μm]

σ_n = costante di Stefan-Boltzmann $5.67 \cdot 10^{-8} \left[\frac{W}{m^2 K^4} \right]$

τ = tempo [s]

ν = coefficiente di Poisson [/]

ϕ = diametro del provino [mm]

ψ = fattore di resistenza al contatto [/]

1 INTRODUZIONE

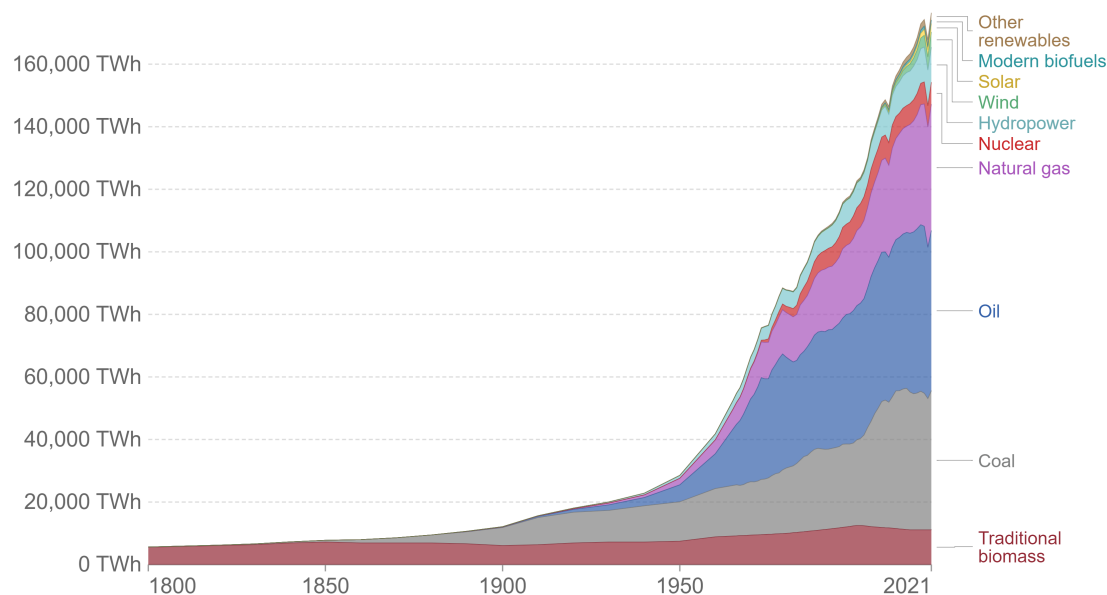
Sin da quando l'uomo è comparso sulla Terra, ha dimostrato di essere una specie in continua evoluzione intellettuale, alla costante ricerca di soluzioni che rendano più veloce, semplice, efficiente, la sua sopravvivenza inizialmente, il suo lavoro poi. Grazie a questa propensione, nel corso della storia l'essere umano è riuscito a trovare fonti di energia da utilizzare a proprio vantaggio, aumentando così la produttività e migliorando il suo stile di vita, rendendola nondimeno più longeva. Secondo i dati riportati dall'ONU, nel 2022 la popolazione mondiale è arrivata a toccare gli 8 miliardi di individui. Questo genera nuove sfide per l'uomo di oggi nel campo energetico. Difatti, le fonti di energia fino ad ora utilizzate, non sono in grado di sostenere la vita come la concepiamo oggi per molto tempo a venire. La grande quantità di anidride carbonica e sostanze tossiche emesse quotidianamente a seguito dell'uso dei combustibili fossili sta invero compromettendo la nostra esistenza.

Esiste un secondo problema da non trascurare: il consumo di materie prime. Non solo la crescita demografica, ma anche il costante aumento di domanda di energia dei paesi in via di sviluppo aumenta a ritmi non sostenibili anche dal punto di vista materiale. Secondo l'ultimo report dell'IPCC l'aumento della richiesta di energia mondiale è dell'1,4% negli ultimi anni, e l'aumento delle emissioni cresce del 3% annuo da 20 anni [14]. Ecco che la ricerca sulla fusione nucleare diventa sempre più

Global primary energy consumption by source

Our World
in Data

Primary energy is calculated based on the 'substitution method' which takes account of the inefficiencies in fossil fuel production by converting non-fossil energy into the energy inputs required if they had the same conversion losses as fossil fuels.



Source: Our World in Data based on Vaclav Smil (2017) and BP Statistical Review of World Energy

OurWorldInData.org/energy • CC BY

Figura 1: Domanda di energia nel mondo dal 1800 ad oggi

rilevante anche per questo aspetto. Il progetto ITER (International Thermonuclear

Experimental Reactor) ITER è uno dei progetti energetici più ambiziosi al mondo concepito nel 1985 per dimostrare la fattibilità della produzione di energia da fusione. Nel 2007 è stato firmato il trattato fra Unione Europea, Stati Uniti, Giappone, Cina, Federazione Russa, Corea del Sud, India, per entrare a far parte del progetto. Attualmente 35 nazioni stanno collaborando per costruire ITER, che sarà il più grande tokamak al mondo nel sud della Francia. L'Italia collabora come membro dell'Unione Europea.

L'obiettivo è quello di dimostrare la fattibilità della fusione come fonte di energia su larga scala e priva di emissioni di anidride carbonica (CO_2), basata sullo stesso principio che alimenta il Sole e le stelle. Per fare questo serve un fascio di particelle neutre da iniettare nel tokamak (il reattore).

Nasce quindi la necessità di sviluppare un prototipo di un iniettore di particelle neutre per il riscaldamento di ITER.

Il progetto Neutral Beam Test Facility (NBTF) si propone di costruire un prototipo di un iniettore di particelle neutre chiamato Heating Neutral Beam (HNB), allo scopo di ottimizzarne i parametri di funzionamento e comprenderne la gestione. Questa installazione sperimentale commissionata e finanziata da ITER è gestita dal Consorzio RFX a Padova. Nell'ambito del progetto ITER, l'iniettore di neutri è uno dei componenti ausiliari più importanti. Esso verrà realizzato da un gruppo di ricercatori europei e giapponesi, nel quale il Consorzio RFX avrà un ruolo molto importante e soprattutto verrà sviluppato e collaudato a Padova prima dell'installazione su ITER. ITER avrà bisogno di 2+1 sistemi di iniettori di neutri (Neutral Beam Injection, NBI), per una potenza totale massima iniettata nel plasma di 50 MW. All'interno di una nuova struttura appositamente realizzata e dotata di speciali impianti ausiliari **PRIMA** (Padova Research on Iter Megavolt Accelerator), saranno ospitati i due esperimenti che consentiranno il progetto definitivo e il collaudo dell'NBI per ITER. L'esperimento **SPIDER** (Source for Production of Ion of Deuterium Extracted from Rf plasma) permetterà l'ottimizzazione del componente principale (la sorgente di ioni) in cui è inquadrata anche la collaborazione con ricercatori indiani, tedeschi, giapponesi e non solo. **MITICA** (Megavolt ITER Injection & Concept Advancement) invece, avrà lo scopo di realizzare il "prototipo" del NBI per ITER e ottimizzare il funzionamento dell'NBI in tutte le sue fasi fino ad avere uno strumento affidabile per il funzionamento in ITER. **PRIMA** si configurerà anche come sede per lo sviluppo di nuove tecnologie per gli NBI ed il collaudo di attrezzature per la manipolazione remota dei componenti. In Fig. 2 è rappresentata **PRIMA**: la sede della ricerca patavina sugli iniettori di fasci di neutri per ITER. In un nuovo complesso di strutture vengono ospitati i due esperimenti (MITICA e SPIDER) e gli impianti necessari al loro funzionamento ed al loro controllo.

Oltre agli spazi e agli impianti ad uso civile, sono presenti numerosi impianti al servizio degli esperimenti.

L'esperimento di **SPIDER** (rappresentato in Fig. 3) nasce con lo scopo di testare e sviluppare uno dei componenti più critici e complessi dell'iniettore: la sorgente di ioni negativi di idrogeno (H^-) e deuterio (D^-).



Figura 2: PRIMA

SPIDER si ferma alla prima fase del processo di creazione di un fascio di neutri, ovvero la produzione di un fascio di ioni. Poiché il suo obiettivo primario è raggiungere i parametri di densità di corrente e omogeneità del fascio di ioni richiesti per ITER e non quello di accelerare degli ioni all'energia richiesta, l'acceleratore elettrostatico contenuto nella sorgente è diverso da quello per ITER e lavora ad una differenza di potenziale ridotta, 100 kV. Sono assenti i componenti presenti nell'iniettore che trasformano il fascio di ioni in neutri. La sua peculiarità consiste nella presenza di sofisticati sistemi diagnostici che permetteranno la misurazione dei parametri del fascio generato, lo studio del funzionamento della sorgente e la sua precisa messa a punto.

SPIDER funzionerà sia con gas idrogeno (H_2), che deuterio (D_2) e opererà in vuoto ad una pressione minima di 0.05 Pa. In Fig. 4 è rappresentata MITICA. È



Figura 3: Spider

il prototipo dell'iniettore di fascio di neutri (NBI) per ITER. Infatti l'esperimento nasce con lo scopo primario di collaudare e studiare il funzionamento dell'NBI di ITER. MITICA deve quindi produrre un fascio di neutri di deuterio (D^0) della potenza complessiva di 16.7 MW. Questo fascio è ottenuto a partire da un fascio di ioni negativi (40 A) generato e accelerato da una differenza di potenziale di 1 MV

all'interno della sorgente del fascio.

Successivamente gli ioni vengono neutralizzati dal **neutralizzatore** ed eventuali particelle ionizzate residue sono raccolte dal **ERID** (Electrostatic Residual Ion Dump). Il **calorimetro** raffreddato ad acqua, infine, blocca il fascio dopo che ha attraversato i "Beam Line Components".

Ciò che differenzia MITICA dall'NBI per ITER è la presenza di numerosi sistemi diagnostici che permetteranno la misurazione dei parametri del fascio generato, nelle sue varie fasi e la precisa messa a punto dell'iniettore.

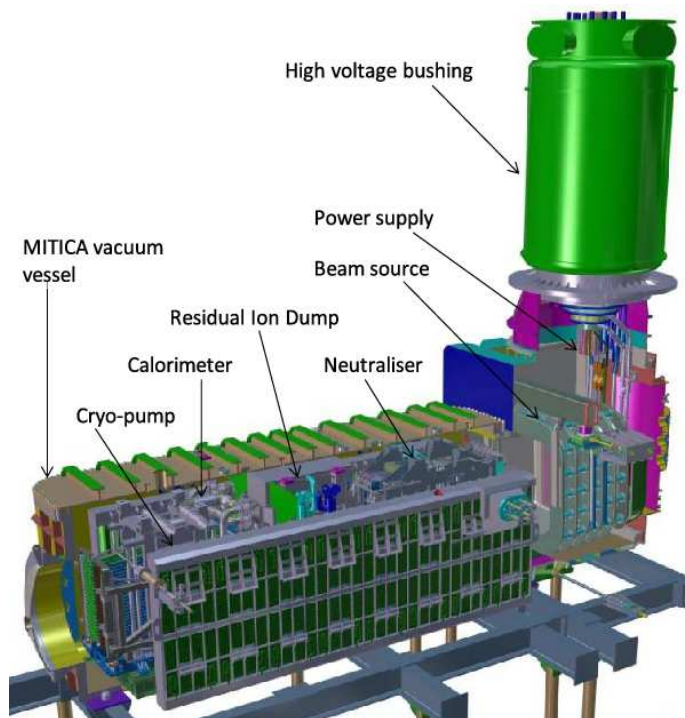


Figura 4: Mitica

In Fig. 5, è raffigurata la sorgente del fascio di SPIDER. Gli ioni negativi generati nella sorgente di ioni vengono estratti da essa e poi accelerati. Le griglie di accelerazione sono costituite da piastre in rame puro raffreddate attivamente con acqua ultra pura. Ciascuna griglia è suddivisa in quattro segmenti. L'estrazione e l'accelerazione degli ioni negativi avviene attraverso 1280 fori suddivisi in 4 gruppi da 16×5 per ciascun segmento. L'allineamento di ciascun treno di fori, dato dalla sequenza delle 3 griglie, deve essere garantito durante le operazioni con una tolleranza di ± 0.2 mm.

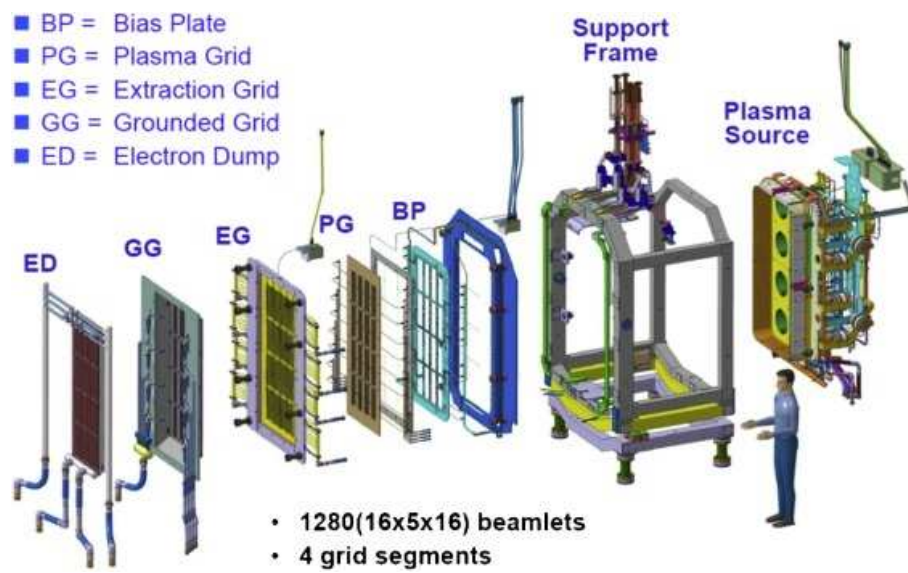


Figura 5: Sorgente del fascio di SPIDER

2 RICHIAMI DI TERMODINAMICA

"Il calore è quella forma di energia che si manifesta nel passaggio da un corpo ad un altro quando vi è una differenza di temperatura" Bonacina, Cavallini e Mattarolo [4].

La disciplina che studia lo scambio del calore è la termodinamica, tra le cui innumerevoli applicazioni tecniche ci sono il condizionamento degli ambienti e la generazione di potenza meccanica. È fondamentale quindi studiare il modo con cui il calore fluisce fra i vari corpi e caratterizzare il suo comportamento.

2.1 Lo scambio di calore

La trasmissione del calore avviene in tre modi: conduzione, convezione ed irraggiamento.

Il più delle volte questi fenomeni agiscono in concomitanza, ma può capitare che un modo giochi un ruolo preponderante rispetto agli altri a causa delle condizioni al contorno del singolo caso in esame.

Nel caso di nostro interesse, lo scambio per convezione è assente perché non c'è nessun fluido a trasportare il calore.

Di seguito si analizzano i tre modi.

2.1.1 Scambio per conduzione

La *conduzione termica* è dovuta alla cessione di energia cinetica da parte di molecole, in zona a più alta temperatura, verso altre molecole in zone adiacenti a più bassa temperatura. A livello macroscopico si manifesta come uno scambio di calore nell'interno di corpi solidi, liquidi gassosi, senza movimento apparente di materia. Nel caso dei metalli si aggiunge anche la componente elettronica dovuta al movimento degli elettroni.

Il flusso termico può essere espressa tramite la legge di Fourier:

$$q = \frac{Q}{\Delta\tau} = \frac{k \cdot A}{l}(T_1 - T_2) \quad (2.1)$$

dove k rappresenta la *conducibilità termica* e cioè la quantità di calore che è trasmessa nell'unità di tempo per unità di superficie trasversale, per unità di spessore dello strato e per differenza di temperatura $T_1 - T_2$ unitaria. Si misura in $\left[\frac{W}{mK}\right]$. È una proprietà della sostanza, indipendente dal gradiente di temperatura e dall'entità del flusso termico.

Misura della conducibilità termica Nella pratica, la misurazione di questa grandezza viene eseguita grazie al set-up della lastra piana con anello di guardia. Questo metodo è il più in uso per i materiali isolanti. non riporta che sia sconsigliato

l'utilizzo anche per materiali non isolanti purché solidi.

Ci sono normative precise nei diversi paesi che regolamentano questo set-up, che la fonte non riporta. Vengono però indicate le grandezze caratteristiche:

- Lastra piana quadrata $0,5\text{m} \times 0,5\text{ m}$ dello spessore di pochi millimetri.
- Zona centrale di dimensione $0,2\text{m} \times 0,2\text{m}$ indipendente dalla zona periferica che costituisce l'anello di guardia
- Due campioni dello stesso materiale da esaminare aventi le stesse dimensioni della lastra piana, ma uno spessore di alcuni centimetri.

Lo schema è riportato in Fig. 6. Sulle due facce esterne si pongono due piastre tenute alla stessa temperatura grazie al flusso di un liquido regolato da alcuni termostati. Il tutto viene ben stretto in modo da garantire un "buon contatto" fra i campioni di materiale.

L'eguaglianza delle temperature fra la zona centrale della piastra scaldante e l'anello di guardia, garantisce un flusso di calore perpendicolare alle facce.

In queste condizioni si può scrivere:

$$\frac{q}{2} = \frac{k \cdot A}{l} (T_1 - T_2) \quad (2.2)$$

da cui si ricava la conducibilità termica k del materiale campione.

Il rapporto $\frac{k}{l}$ mi dà la conducibilità termica specifica dello strato, misurata in $\left[\frac{W}{m^2 K} \right]$.

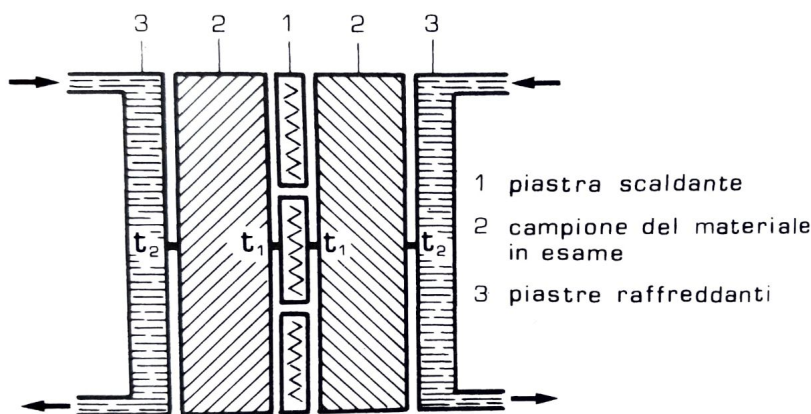


Figura 6: Determinazione della conducibilità termica col metodo della lastra piana. Adattato da Bonacina *et al* [4]

2.1.2 Scambio per convezione

La *convezione termica* invece consiste nel trasporto del calore che si attua in presenza di movimento macroscopico relativo di particelle di fluido. In questo caso, detta t_1 la temperatura della superficie materiale del corpo considerato e t_2 la temperatura del fluido che la lambisce, la relazione che esprime il flusso termico stabilita da Newton nel 1701 è:

$$q = h_g A (T_1 - T_2) \quad (2.3)$$

h_g varia con la condizione di deflusso del fluido e si misura in $\left[\frac{W}{m^2 K} \right]$. Questo può variare da alcune unità nel caso di gas in convezione naturale, a decine di migliaia nel caso di liquidi in ebollizione. Nel caso in esame però si è nel vuoto, per cui il coefficiente al di fuori dalla superficie vale 0.

2.1.3 Scambio per irraggiamento

Ogni superficie reale riflette, assorbe e trasmette le onde elettromagnetiche che vi incidono.

In generale quando la superficie di un corpo è colpita da una radiazione monocromatica questa verrà in parte riflessa, in parte assorbita ed in parte trasmessa attraverso il corpo, la quale, sempre in parte, riemergerà dalla superficie perimetrale del corpo stesso.

I coefficienti di emissività ε e di assorbimento, sono legati secondo la legge di Kirchoff:

$$\varepsilon_\lambda(T, \theta, \phi) = \alpha_\lambda(T, \theta, \phi) \quad (2.4)$$

Dove λ è la lunghezza d'onda della radiazione, T è la temperatura [K], θ e ϕ sono gli angoli rappresentati in Fig. 7.

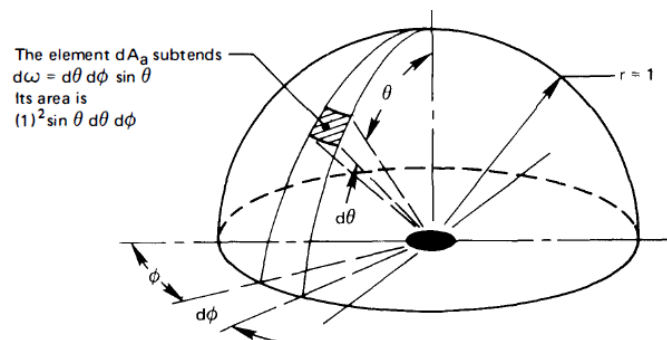


Figura 7: Intensità della radiazione attraverso un volume sferico di raggio unitario

Per un corpo esteso, l'emittanza e l'assorbimento non dipendono dagli angoli e quindi l'equazione di Kirchoff diventa:

$$\varepsilon_\lambda(T) = \alpha_\lambda(T) \quad (2.5)$$

Inoltre, se è il corpo è anche grigio, l'espressione si semplifica ulteriormente:

$$\varepsilon(T) = \alpha(T) \quad (2.6)$$

Per approfondimenti si rimanda alla fonte Lienhard [15]. Si parla di superficie (o corpo) **nera** se la trasmissione t e la riflessione r sono pari a 0, mentre l'assorbimento a è pari ad 1.

$$a = 1 \quad ; \quad r = t = 0$$

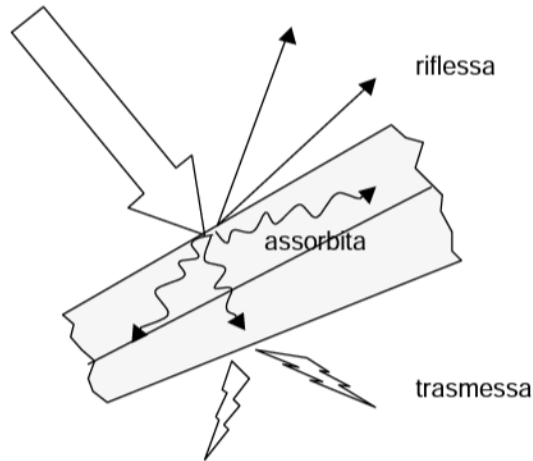


Figura 8: Assorbimento, riflessione e trasmissione della potenza irradiata

Alcuni parametri che influenzano il flusso di calore q che persiste fra la superficie più calda verso quella più fredda sono:

- T_1 e T_2 ;
- area delle superfici 1 e 2, A_1 e A_2 ;
- forma, orientamento e distanza fra le superfici 1 e 2;
- proprietà radiattive delle superfici nel trasmettere il calore per irraggiamento;

Il flusso di calore, grazie alla legge di Stefan-Boltzmann, considerando anche il fattore di vista \mathcal{F}_{i-j} , è definito come:

$$q_{12} = A_1 \mathcal{F}_{1-2} \sigma_{1-2} (T_1^4 - T_2^4) \quad (2.7)$$

dove σ_{1-2} è detto *coefficiente di radiazione mutua* e si calcola come:

$$\sigma_{1-2} = \frac{\sigma_n}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1}$$

σ_n è detta costante di Stefan-Boltzmann e vale:

$$\sigma_n = 5.67 \cdot 10^{-8} \left[\frac{W}{m^2 K^4} \right]$$

ed ε indica l'emissività delle superfici considerate.

Lo scambio termico per irraggiamento che ha luogo tra due superfici è fortemente influenzato dal fattore di vista tra la i -esima (superficie emettente) e la j -esima superficie (superficie ricevente). Il fattore di vista viene definito, secondo Lienhard [15] con riferimento alla Fig. 9, nella seguente modo:

$\mathcal{F}_{1-2} \equiv$ porzione di campo visivo di (1) occupato da (2)

$\mathcal{F}_{2-1} \equiv$ porzione di campo visivo di (2) occupato da (1)

In Fig. 9 sono riportati tre casi ed i valori corrispondenti del fattore di vista.

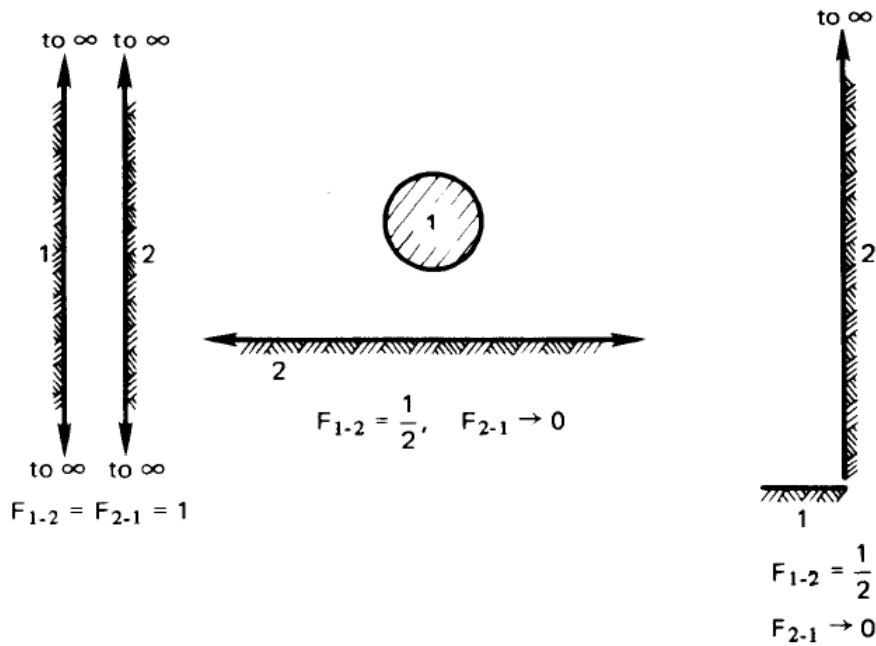


Figura 9: Esempi di fattori di vista. Adattato da Lienhard [15]

Proprietà importante del fattore di vista è che tutta la radiazione emanata dal corpo i -esimo raggiunge qualcos'altro, e per la conservazione dell'energia vale:

$$1 = \mathcal{F}_{1-1} + \mathcal{F}_{1-2} + \mathcal{F}_{1-3} + \cdots + \mathcal{F}_{1-n} \quad (2.8)$$

Per calcolare il fattore di vista si considerino due elementi, dA_1 e dA_2 come in Fig. 10 di due corpi (1) e (2) isotermini. Fra questi due elementi a distanza s fra loro, nascono due angoli β_1 e β_2 definiti fra la normale alla superficie e la retta congiungente le due superfici, come rappresentato in Fig. 10. Il flusso di calore fra i due corpi vale

$$dq_{12} = \frac{\sigma T_1^4}{\pi} \left(\frac{\cos\beta_1 \cos\beta_2 dA_1 dA_2}{s^2} \right) \quad (2.9)$$

e

$$dq_{21} = \frac{\sigma T_2^4}{\pi} \left(\frac{\cos\beta_2 \cos\beta_1 dA_2 dA_1}{s^2} \right) \quad (2.10)$$

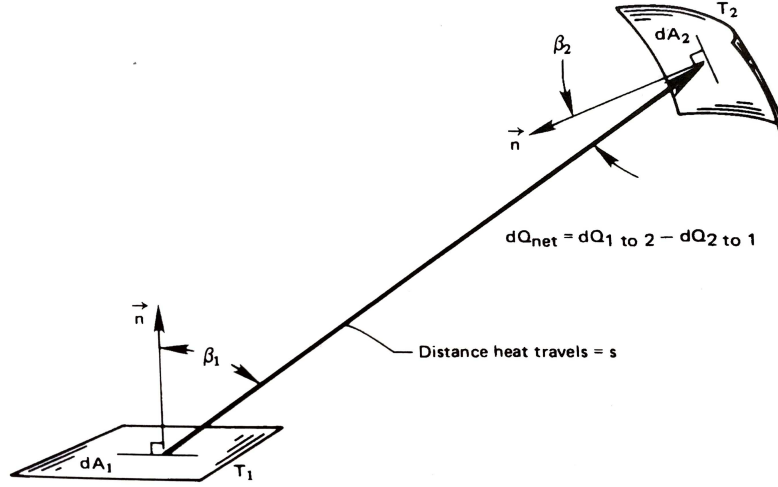


Figura 10: Calore scambiato per irraggiamento fra due elementi. Adattato da Lienhard [15].

quindi il flusso di calore netto sarà:

$$q_{net12} = \sigma(T_1^4 - T_2^4) \int_{A_1} \int_{A_2} \frac{\cos\beta_1 \cos\beta_2}{\pi s^2} dA_1 dA_2 \quad (2.11)$$

I fattori di vista \mathcal{F}_{1-2} e \mathcal{F}_{2-1} si ottengono confrontando la (2.11) la $q_{net12} = A_1 \mathcal{F}_{1-2} \sigma(T_1^4 - T_2^4)$ si ottiene:

$$\mathcal{F}_{1-2} = \frac{1}{A_1} \int_{A_1} \int_{A_2} \frac{\cos\beta_1 \cos\beta_2}{\pi s^2} dA_1 dA_2 \quad (2.12)$$

e

$$\mathcal{F}_{2-1} = \frac{1}{A_2} \int_{A_2} \int_{A_1} \frac{\cos\beta_2 \cos\beta_1}{\pi s^2} dA_2 dA_1 \quad (2.13)$$

Partendo dalla (2.7) il flusso termico per irraggiamento, può essere espresso anche come:

$$q_{1-2} = A \cdot \mathcal{F}_{1-2} \cdot \sigma_{1-2} (T_1^4 - T_2^4) \quad (2.14)$$

$$q_{1-2} = A \cdot \mathcal{F}_{1-2} \cdot \sigma_{1-2} (T_1^2 + T_2^2) (T_1^2 - T_2^2) \quad (2.15)$$

$$q_{1-2} = A \cdot \mathcal{F}_{1-2} \cdot \sigma_{1-2} \cdot (T_1^2 + T_2^2) (T_1 - T_2) (T_1 + T_2) \quad (2.16)$$

$$q_{1-2} = A \cdot \mathcal{F}_{1-2} \cdot h_r \cdot (T_1 - T_2) \quad (2.17)$$

con

$$h_r = \sigma_{1-2} \cdot (T_1^2 + T_2^2) \cdot (T_1 + T_2) \quad (2.18)$$

Il coefficiente h_r è detto *conduttanza equivalente di irraggiamento per unità di area* e dipende anche dalle temperature oltre che dai fattori di vista ed dalle rugosità superficiali. Si misura in $\left[\frac{W}{m^2 K} \right]$.

2.1.4 *Scambio termico totale*

Il flusso termico globale, sarà la somma dei flussi in parallelo.

$$q = (h_r + h_g + h_c)A(T_1 - T_2) \quad (2.19)$$

Nello specifico, quello scambiato fra il corpo 1 ed il corpo 2 sarà:

$$q_{12} = (h_r \cdot \mathcal{F}_{1-2} + h_c)A(T_1 - T_2) \quad (2.20)$$

3 SCAMBIO DI CALORE ALL'INTERFACCIA TRA DUE SOLIDI A CONTATTO

Le superfici solide presentano delle irregolarità microscopiche e macroscopiche. La rugosità superficiale è una misura irregolarità microscopica, alcune irregolarità macroscopiche di forma invece sono la deviazione dalla rettilineità o dalla planarità. Mentre le seconde sono più facili da misurare, conoscere e controllare, la prima forma di irregolarità è più difficile perché sono necessari strumenti più avanzati e tempi di misura più lunghi. Nella pratica non si misura la rugosità su tutta una superficie, ma si campiona il profilo di rugosità solo su una piccola porzione. Per cui non è possibile predire con certezza come verranno a contatto le due superfici reali, proprio perché non conosciamo la topologia a livello microscopico, ma solo a livello statistico.

Conoscere questa caratteristica delle superfici è importante lo scambio di calore all'interfaccia tra due solidi a contatto.

3.1 Descrizione del contatto tra due superfici

Quando due superfici solide e rigide sono a contatto accade che, anche se sono apparentemente appoggiate, queste si toccano solo in alcuni singoli punti come mostrato in Fig.11. Le condizioni di contatto (termico, ma non solo) sono determinate a partire dalla descrizione statistica della topologia delle due superfici a contatto.

Lo scambio di calore per conduzione avviene solo attraverso questi punti dando origine ad una costrizione del flusso di calore che quindi genera una resistenza al suo passaggio.

Poiché le linee di flusso di calore sono costrette attraverso i punti di contatto (joint-spot), esiste una resistenza aggiuntiva al flusso di calore. Questa resistenza si manifesta macroscopicamente come un'improvvisa differenza di temperatura all'interfaccia.

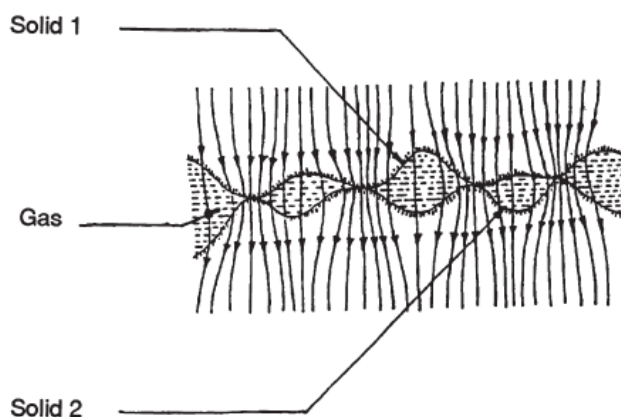


Figura 11: Flusso di calore attraverso i contatti. Adattato da Madhusudana [16]

Se la differenza di temperatura all'interfaccia fosse grande lo scambio termico per irraggiamento avrebbe un'entità significativa.

In Tabella 1 sono riportate alcune emissività globali in direzione normale prese direttamente da Bonacina, Cavallini e Mattarolo [4]. Inoltre, Madhusudana [16] afferma

MATERIALE	Temperatura		
	300	500	800 K
Acciaio (lucidato)	0,07	0,10	0,14
Acciaio (ossidato)	0,79	0,79	0,79
Rame (lucidato)	0,02	0,02	0,03
Rame (ossidato)	0,56	0,61	0,83

Tabella 1: Emissività globali in direzione normale. Adattato da Bonacina, Cavallini e Mattarolo [4]

che la differenza di temperatura tra le due superfici dipende dalla effettiva trasmissione del calore attraverso l'interfaccia e perciò se l'irraggiamento è trascurabile o no dipende da quanto bene conducono i joint-spot. Meno conducono i joint-spot e più sarà il calore trasmesso per irraggiamento.

Sarà comunque premura di questo elaborato calcolare il flusso termico scambiato per irraggiamento nel caso specifico che si andrà a studiare, per determinare se questo flusso termico è trascurabile o meno.

Il caso limite, in cui non avviene scambio per conduzione, si può identificare come due superfici piane infinite e vicinissime che però non si toccano mai. In questo caso scambiano la totalità del calore per irraggiamento.

Secondo Lienhard [15] i valori tipici della conduttanza termica dell'interfaccia h_c nel caso in cui ci fosse Acciaio inox/Acciaio inox a contatto nel vuoto con pressioni di contatto che variano da 1MPa a 10MPa, sono compresi fra 200 e 1 100 [W/m^2K].

3.1.1 Conduttanza di contatto

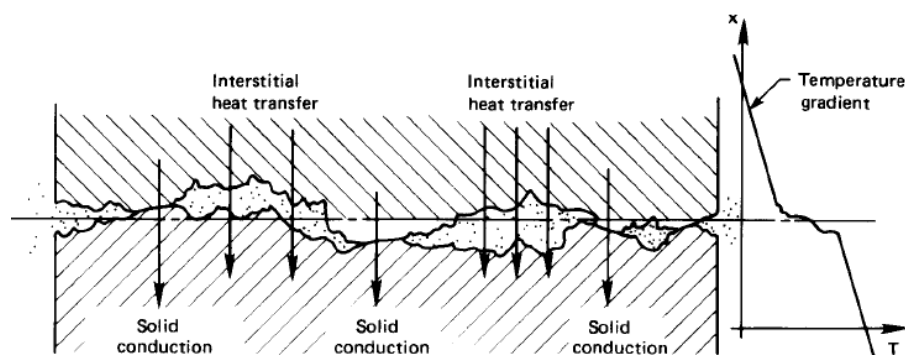


Figura 12: Trasferimento del calore attraverso il piano di contatto fra due superfici solide. Adattata da Lienhard [15]

Come si è visto in precedenza, il flusso di calore scambiato per conduzione passa attraverso l'interfaccia mediante i joint-spot. Si può affermare quindi che le due superfici non si toccano completamente. Esiste quindi un rapporto fra Area reale di contatto ed Area nominale $A = \frac{A_r}{A_n}$ che è sempre minore di 1. A causa di questa costrizione si genera una resistenza al flusso definita come:

$$R = \frac{A \cdot \Delta T}{q} \quad (3.1)$$

Secondo Madhusudana [16] l'area reale di contatto è solo l'1% o il 2% dell'area nominale. Dipende poi anche dalla rugosità superficiale, dalla durezza delle superfici e dalla pressione di contatto.

Se lo scambio termico per irraggiamento è trascurabile, (nel caso specifico questo sarà valutato nei capitoli seguenti) allora non resta altro che lo scambio termico per conduzione, per cui:

$$\frac{q}{A\Delta T} \approx h_c \quad (3.2)$$

La conduttanza termica totale è data da

$$TCC = \frac{q}{\Delta T} \quad (3.3)$$

I fattori che ne influenzano l'entità possono essere collegati direttamente alle proprietà dal materiale, ma anche da parametri esterni. Alcuni di questi parametri, secondo Lienhard [15] in sono:

- finitura e pulizia delle superfici a contatto;
- i materiali che compongono le superfici;
- la pressione di contatto fra le superfici, e questa può variare su una superficie per esempio in prossimità di una vite.

3.1.2 *Influenza del gas residuo nei gap tra i profili*

Ci sono poi da considerare i volumi che si generano fra i joint-spot. Questi generalmente hanno un'altezza dell'ordine di $1 \mu m$ che può variare a seconda della rugosità del caso considerato. In un contatto in aria, il calore passerebbe anche attraverso il fluido che riempie gli interstizi, ma essendo questo un caso studio in vuoto, questo meccanismo di scambio termico non è presente.

3.2 Modellazione analitica

A seguito delle conclusioni riportate nei capitoli precedenti, si è capito quindi che è importante determinare con più precisione possibile, l'effettiva area di contatto stimando i joint-spot.

Questi punti di contatto possono deformarsi plasticamente o elasticamente. Le creste che si deformano plasticamente saranno diverse da quando le si erano misurate prima del primo carico. Questo genera una variazione dell'area di contatto che sarebbe potuto stimare misurando il materiale nuovo, mai caricato, come mostrato in Fig. 13.

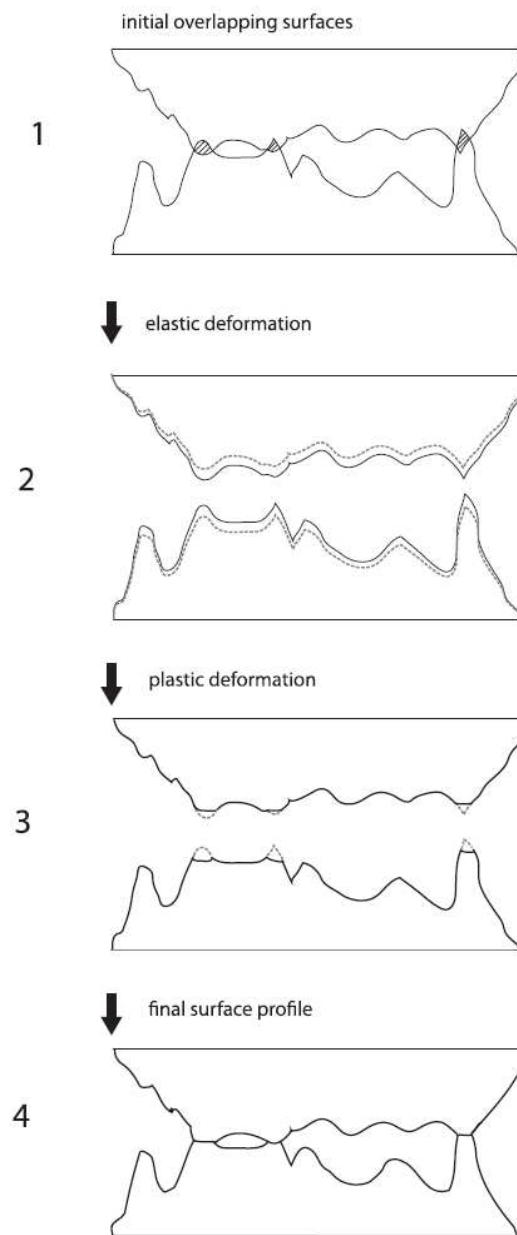


Figura 13: Deformazione di una superficie dopo il carico. Adattato da Frekers et al. [9]

Questo comportamento dipende anche dalla durezza superficiale H del materiale infatti più questa sarà elevata, e meno questo fenomeno sarà presente. È necessario quindi quantificare la parte in deformazione elastica e quella in deformazione plastica in funzione del carico. A tal proposito l'articolo di Mikic [18] dopo aver definito P la pressione media sulla superficie di contatto ed m la pendenza media assoluta del profilo, la pressione di contatto P_c :

$$P_c = \frac{\sqrt{2}P}{E' \cdot m} \quad (3.4)$$

in cui E' è il modulo elastico equivalente calcolato come:

$$E' = \frac{E_1 E_2}{(1 - \nu_1^2) E_2 + (1 - \nu_2^2) E_1} \quad (3.5)$$

dove i pedici 1 e 2 indicano i materiali 1 e 2, per esempio Cu e AISI304.

Nota la durezza Brinell H del materiale più duro ed m pendenza media delle asperità di entrambe le superfici calcolata come: $\sqrt{m_1^2 + m_2^2}$ (dove i pedici 1 e 2 indicano le rispettive superfici 1 e 2).

Si definisce il parametro γ come:

$$\gamma = \frac{H}{E'm} \quad (3.6)$$

utile per capire quando la deformazione è predominata da uno o dall'altro modo. Lo studio riporta inoltre, che per $\gamma = 0.52$ nei punti in cui la pressione media di contatto è pari a

$$P_c = 1.36H$$

si ha solo deformazione elastica. Ovviamente la pressione di contatto cambia da punto a punto, ma la pressione media resta costante e quindi si può fare una stima. Secondo Mikic [18] quando la pressione di contatto supera il valore di $1.1S_Y$ (dove S_Y è la tensione di snervamento $S_Y \approx H/3$) si è in presenza di deformazione plastica. In Fig. 14 viene mostrato il risultato di un'analisi svolta da Mikic [18] dove si è cercato di quantificare la frazione di area a contatto con una pressione maggiore di P_c .

A tal proposito in Fig. 14 si può notare che per $P_c = 1.1S_Y$ cioè per

$$\frac{P_c}{E'm} = \frac{1.1S_Y}{E'm} \geq 1.1$$

il 90% dell'area di contatto ha una pressione minore di $1.1S_Y$ e quindi la deformazione è per lo più elastica.

Lo studio riporta l'esempio in cui se si assumesse che $S_Y = H/3$ allora per

$$\frac{P_c}{E'm} = \frac{1.1S_Y}{E'm} = \frac{1.1H}{3E'm} = \frac{1.1\gamma}{3} \geq 1.1$$

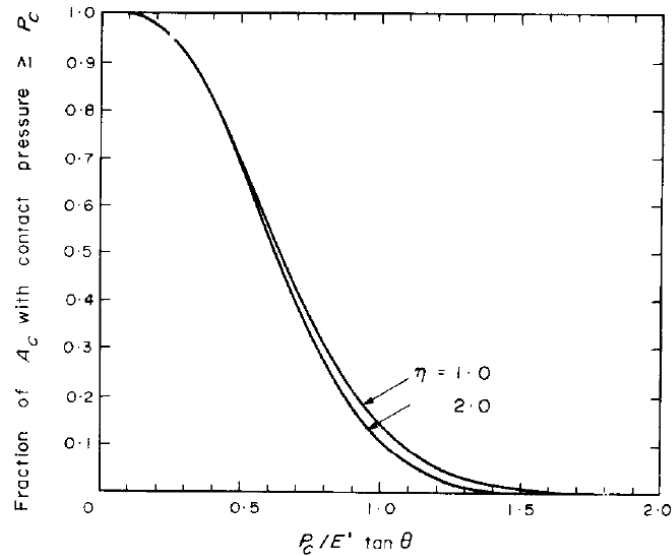


Figura 14: Frazione dell'Area di contatto A_c con pressione $\geq P_c$. Adattato da Mikic [18]

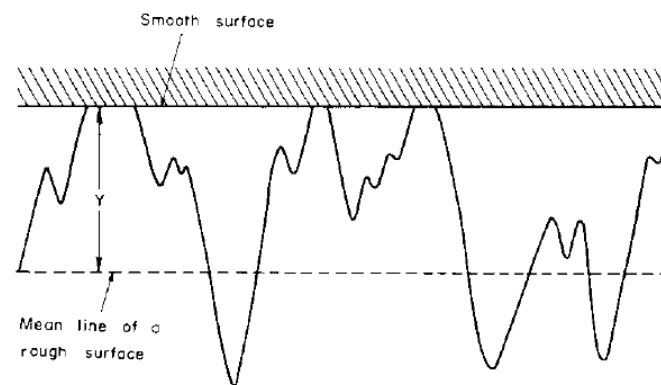


Figura 15: Y : distanza fra piano medio e le due superfici a contatto. Adattato da Mikic [18].

allora quando $\gamma \geq 3$ la deformazione sarà per lo più elastica.

[h]

In Fig. 14, $\tan\theta = m$ ed η è il rapporto tra la distanza media tra il piano medio Y e le due superfici a contatto (vedere Fig. 15) e la deviazione standard delle altezze delle asperità σ_s :

$$\eta = \frac{Y}{\sigma_s}$$

$\eta = 1$ e $\eta = 2$ rappresentano i risultati di due distanze diverse, per esempio due campioni pressati con due pressioni diverse.

Dunque, in conclusione secondo Mikic [18] il modo di deformarsi dipende principalmente dalle proprietà del materiale come la durezza ed il modulo di Pascal,

ma anche dalla geometria della superficie come la pendenza media della rugosità m , mentre la pressione di contatto gioca un ruolo meno preponderante.

Lo studio di Mikic [18] conclude, che la modalità di deformazione è determinata dal parametro $\gamma = H/(E'm)$:

- $\gamma \geq 3$ la deformazione è per lo più elastica;
- $\gamma \leq 1/3$ la deformazione è per lo più plastica.

A fronte di queste considerazioni, e dopo aver consultato lo studio di Cooper, Mikic e Yovanovich [7], giunge alla conclusione che nel caso in cui le asperità abbiano una deformazione plastica la conducibilità termica di contatto vale:

$$h_c = 1.13 \frac{k \cdot m}{\sigma_s} \left(\frac{P}{H} \right)^{0.94} \quad (3.7)$$

Nel caso elastico invece, è definita come:

$$h_c = 1.55 \frac{k \cdot m}{\sigma_s} \left(\frac{P\sqrt{2}}{E'm} \right)^{0.94} \quad (3.8)$$

Purtroppo però, questo studio non riporta l'accuratezza di queste espressioni con i dati reali.

Un altro modello analitico molto citato in letteratura è quello di Cooper, Mikic e Yovanovich (1968) in "*THERMAL CONTACT CONDUCTANCE*" [8] i quali hanno studiato analiticamente il problema.

Secondo gli autori si può studiare il singolo punto di contatto per poi allargarsi al caso in cui ci siano due superfici a accoppiate, considerandole come un insieme di questi singoli punti.

Considerando due superfici a contatto, ci si focalizza sui joint-spot. Essendo questi molto piccoli, la temperatura sulla loro area di contatto è uniforme e sfruttando la simmetria del problema si può studiare il flusso di calore considerando solo uno dei due corpi. Con queste ipotesi, Cooper, Mikic e Yovanovich [8] giungono alla conclusione che h_c per un singolo punto di contatto vale:

$$h_c = 2k \frac{c}{A_n} \cdot \frac{1}{\psi} \quad (3.9)$$

ψ è il fattore di resistenza a contatto ed ha l'andamento in Fig. 16 ed è funzione del rapporto $\left(\frac{c}{b}\right)$ che è il rapporto fra il raggio del punto di contatto ed il raggio di un tubo di flusso elementare di calore (vedere Fig. 17). Questo rapporto però è difficile da valutare puntualmente e per ciascun punto di contatto.

k invece è definito come:

$$k = \frac{2k_1k_2}{k_1 + k_2}$$

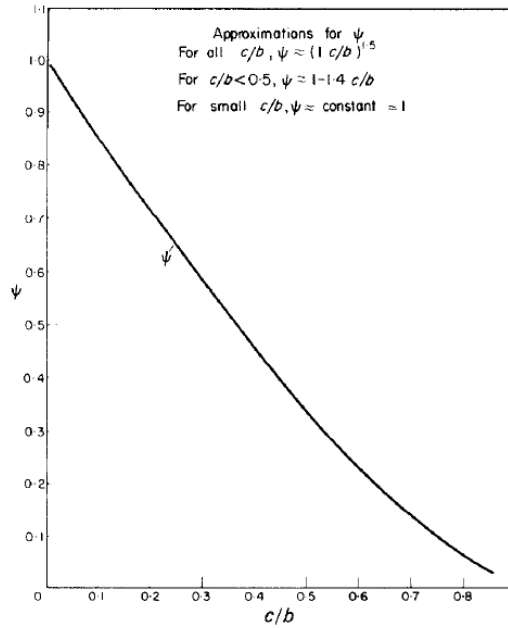


Figura 16: Andamento di ψ in funzione di $\left(\frac{c}{b}\right)$. Adattato da Cooper *et al* [8]

dove k_1 e k_2 sono le conducibilità termiche rispettivamente del materiale 1 e 2.

Per due superfici a contatto come rappresentato in Fig. 18, come anticipato precedentemente, basta fare la sommatoria della (3.9). Gli autori però, prima dividono il caso in due sotto-casi in base alla distribuzione dei punti di contatto sulla superficie: punti di contatto "propriamente" distribuiti e punti di contatto "non propriamente" distribuiti.

Il calore q viene trasmesso tramite n_c punti di contatto. Attraverso il punto i viene trasmesso un calore q_i . In alternativa, si può considerare che il calore q si ripartisce su n_c superfici apparenti, sicché la superficie apparente $A_{a,i}$ trasmette un calore q_i al punto di contatto i .

Se l'area nominale di contatto può essere suddivisa in modo tale che ogni area $A_{a,i}$ sia centrata sul punto di contatto i corrispondente, i punti di contatto sono detti "propriamente" distribuiti.

Esistono casi "non propriamente" distribuiti in cui tale ripartizione non è possibile, ad esempio se un punto di contatto di un'interfaccia è in contatto con due punti dell'altra.

Nel caso di contatti "propriamente" distribuiti si trova che :

$$h_c = 2k \frac{\sum c_i}{A_n} \frac{1}{\psi} \quad (3.10)$$

trascurando la variazione di ψ_i per ogni punto di contatto.

Questa approssimazione può essere fatta perché secondo lo studio di Cetinkale e Fishenden [6], se la pressione di contatto è omogenea su tutta la superficie, è presente un piano isoterma (che funge anche da piano di simmetria del problema), e quindi si può assumere che tutti i punti di contatto sono alla stessa temperatura.

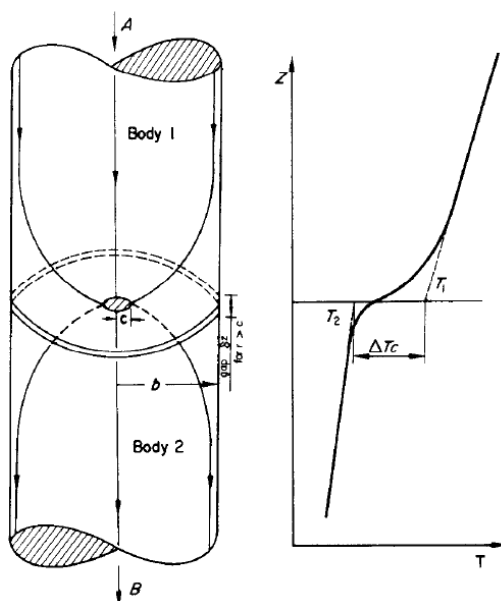


Figura 17: Canale di flusso elementare e definizione di ΔT_c . Adattato da Cooper *et al* [8]

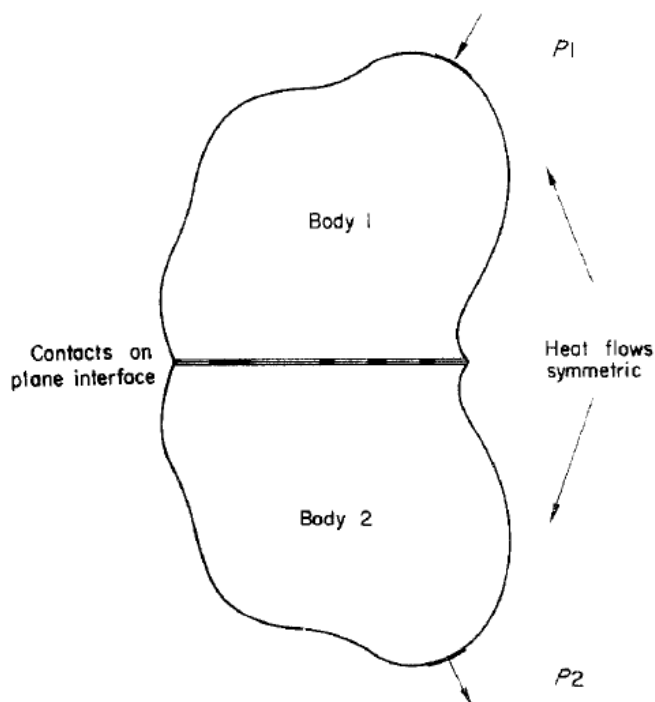


Figura 18: Due corpi aventi simmetria speculare rispetto al piano di contatto. Adattato da Cooper *et al* [8]

Il rapporto $\frac{2 \cdot \sum c_i}{A_n}$ può essere determinato andando a leggere il profilo delle superfici con il microscopio.

Questo rapporto è fondamentale perché permette di stimare il rapporto A_r/A_n .

Nel caso in cui i punti di contatto non fossero "propriamente" distribuiti allora il problema si complica, e lo studio si rifà ad un articolo di Greenwood 1966 [10] il quale approfondisce quei casi in cui i punti di contatto siano concentrati in vari cluster della superficie o distribuiti lungo delle linee.

In questo caso è ancora più complesso trovare una conducibilità di contatto media di tutta la superficie generale, perché è necessario analizzare caso per caso, ma nonostante questo ogni cluster può essere considerato come un insieme di singoli punti di contatto e quindi risolvere il problema con gli sviluppi matematici di cui sopra.

Restando nel caso di contatti "propriamente" distribuiti, lo studio di Cooper *et al.* attraverso varie campagne sperimentali e dati riportati da [13], e misurazioni fatte al microscopio, ha trovato una curva teorica che descrive la conducibilità di contatto h_c in funzione del rapporto $\frac{P}{H}$ che vale:

$$h_c = 1.45 \cdot \frac{k \cdot m}{\sigma} \left(\frac{P}{H} \right)^{0.985} \quad (3.11)$$

Il risultato è riportato in Fig. 19 dove $m = \overline{\tan(\theta)}$ e $P = p_a$.

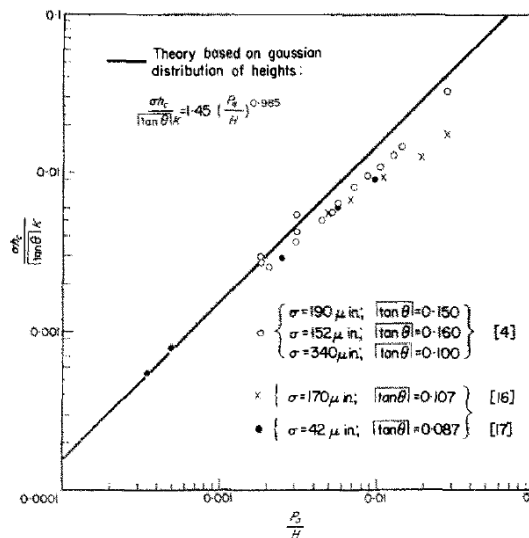


Figura 19: $\frac{h_c \sigma}{k |\tan(\theta)|}$ vs $\frac{P_a}{H}$ per superfici nominalmente piate nel vuoto. Adattato da Cooper, Mikic e Yovanovich [8]

Successivamente Yovanovich [22], ipotizzando che il calore scambiato attraverso l'irraggiamento fosse trascurabile, e trovando empiricamente i parametri di cui sopra, trova una correlazione più complessa che per brevità non viene qui riportata, ma che è stata approssimata dallo stesso autore, con un'espressione analoga a (3.11) ma con un coefficiente diverso:

$$h_c = 1.25 \cdot \frac{k \cdot m}{\sigma} \left(\frac{P}{H} \right)^{0.985} \quad (3.12)$$

Per validare questi risultati sono necessari dei dati empirici.

Fortunatamente, nel corso degli anni sono state condotte campagne sperimentali usando diversi set-up. Nel paragrafo seguente quindi, si descriveranno e si analizzeranno i vari modelli utilizzati al fine di identificare quale potrebbe essere il più adatto al caso *NBI* ed eventualmente quali accortezze ottenere per ridurre al minimo gli errori di misura.

3.3 Modellazione numerica

Lo studio di Frekers et al. [9] si propone di approfondire la teoria del singolo tubo di flusso grazie ad analisi numeriche e, grazie a queste, comparare il risultato ottenuto da questa simulazione con un modello sperimentale.

Per il modello numerico si è utilizzato il programma *MATLAB*. La superficie simulata è stata generata tenendo in considerazione una distribuzione gaussiana delle asperità misurata su un provino reale, tenendo una pendenza media delle asperità calcolata come: $m = \sqrt{m_1^2 + m_2^2}$ e con una deviazione standard dell'altezza delle asperità come: $\sigma = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2}$ [μm].

In questo caso si sono utilizzati valori di m e σ pari a 0.15 e $2.82\mu\text{m}$ rispettivamente come rappresentato in Fig. 20.

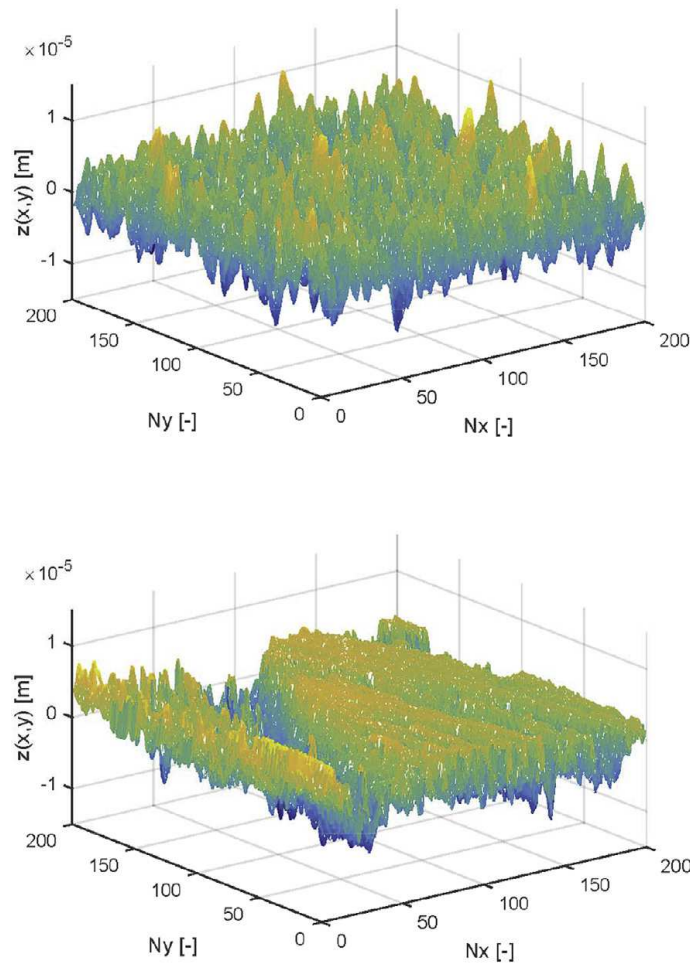


Figura 20: Differenza fra una superficie generica (figura sopra) e superficie misurata (figura sotto) con stesso valore di $\sigma = 2.82\mu\text{m}$ e stessa pendenza media $m = 0.15$. Adattato da Frekers et al. [9].

Per semplificare la complessità dei calcoli la simulazione è stata praticata tenendo una superficie completamente liscia, e l'altra frastagliata mantenendo gli stessi punti

di contatto e quindi la stessa area di contatto, come rappresentato in Fig. 21 e nella seconda figura di Fig. 20.

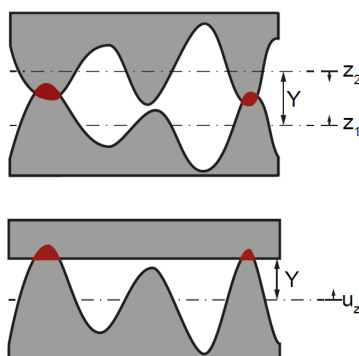


Figura 21: Sopra: interferenza fra profili reali, sotto: interferenza tra superfici semplificata. Adattato da Frekers et al. [9].

Nella simulazione si è considerato anche la deformazione del materiale e la pressione nei punti di contatto. Un esempio del risultato ottenuto dalla simulazione della variazione di temperatura in funzione della pressione è mostrato in Fig. 22.

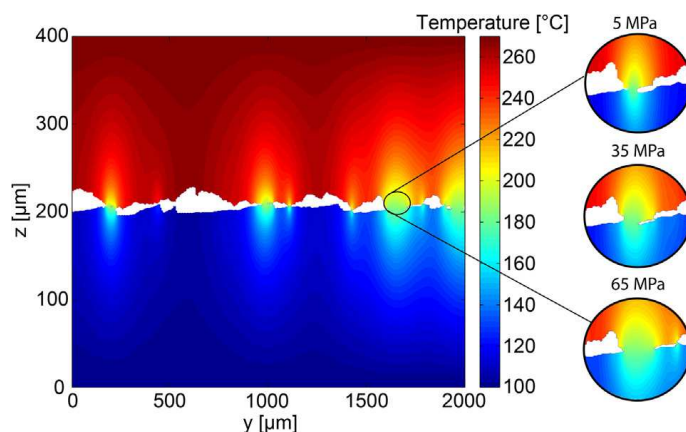


Figura 22: A sinistra una vista del gradiente di temperatura per le due superfici, a destra la dipendenza dello scambio termico in funzione della pressione di contatto. Adattato da Frekers et al. [9]

Gli autori hanno condotto prove sperimentali per convalidare i risultati delle analisi numeriche. Il setup da loro impiegato, è mostrato in Fig. 24 ed il provino in Fig. 23. I provini, posti a contatto fra loro con una pressione nota e controllata, vengono scansionati da una termocamera (Fig. 24), la quale misura il gradiente termico degli stessi lungo una faccia appositamente spianata dei provini (Fig. 25).

Purtroppo questo studio non ha avuto grande concordanza fra i risultati stimati e quelli rilevati sperimentalmente. L'autore imputa questa discordanza alla bassa accuratezza della simulazione che però si impegnerà a quantificare ed approfondire in uno studio futuro.

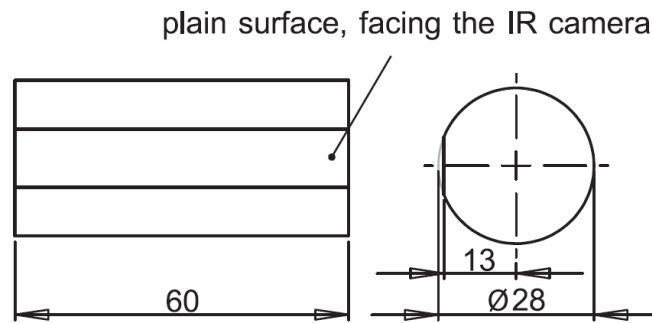


Figura 23: Disegno del provino utilizzato da Frekers et al. [9]. Adattato da Burghold, Frekers e Kneer [5]

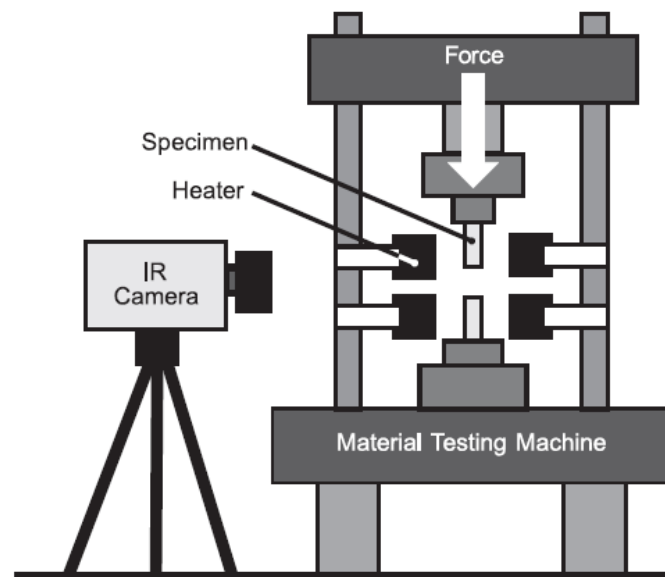


Figura 24: Set-up sperimentale di Frekers et al. [9] per la validazione dei risultati ottenuti numericamente. Adattato da Frekers et al. [9]

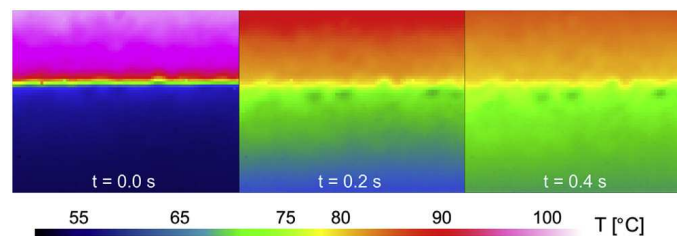


Figura 25: Gradiente di temperatura misurato tramite la termo-camera in tre diversi momenti. Adattato da Frekers et al. [9].

3.4 Misura sperimentale della conduttanza di contatto

È necessario validare i risultati trovati analiticamente e numericamente tramite esperimenti in laboratorio. Vista la dipendenza di h_c dalla pressione di contatto, si vuole creare un set-up sperimentale ad hoc che permetta di misurare tale dipendenza in funzione della pressione. Questo deve essere in grado di generare una pressione all'interfaccia che sia sufficientemente omogenea e nota. È necessario poi che il flusso di calore attraverso i campioni, sia mono-direzionale e costante. In letteratura se ne trovano di diverse tipologie.

3.4.1 Esperimenti a pressione uniforme

Un set-up ideato a tale scopo è quello proposto da Marchetti, Testa e Torrisi [17] mostrato in Fig. 26. Questo sistema è in grado di variare la pressione di contatto di due provini di forma cilindrica tramite una pressa a vite (1) in Fig. 26.

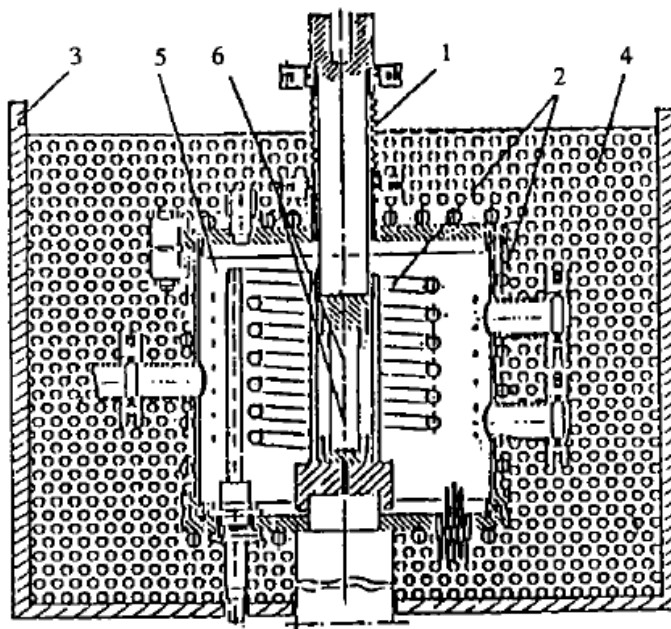


Figura 26: Set-up Marchetti *et al.* Adattato da Marchetti, Testa e Torrisi [17]

Si utilizzano dei provini di diametro di 2.10 cm con uno spessore che va da 1 mm a 2 mm. I provini vengono posti in serie fra i due cilindri di acciaio e pressati assieme (6) in Fig. 26. Le termocoppie, però, non sono posizionate sui provini ma sono posizionate sui cilindri di acciaio inox utilizzati per pressare assieme i campioni: Fig. 27. Le termocoppie posizionate in quel modo ovviamente non consentono di misurare la temperatura all'interno del provino e quindi non sono in grado di stimare il salto di temperatura all'interfaccia ΔT e quindi di stimare la resistenza al flusso termico R .

L'ideale sarebbe di porre i due provini a contatto e misurare il gradiente di temperatura all'interno di questi e soprattutto all'interfaccia, che è quello che è stato fatto

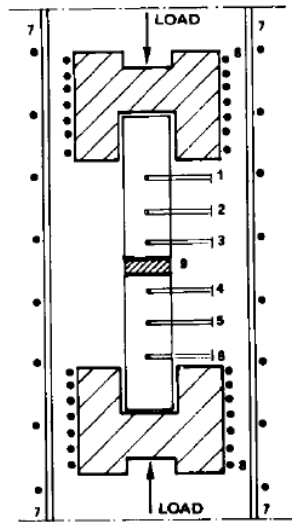


Figura 27: Set-up Marchetti. Adattato da Marchetti, Testa e Torrisi [17]

da Asif e Tariq [1] con il loro set-up.

L'esperimento è composto da due campioni cilindrici, attraversati da un flusso di calore imposto e monitorato da un'apposita strumentazione. I campioni hanno un'altezza di 30 mm ed un diametro di 25 mm. Come fonte di calore, a differenza di Marchetti, Testa e Torrisi [17], si utilizzano due resistenze elettriche inserite in un blocco di rame avente lo stesso diametro dei campioni e posto a contatto sulla sommità del campione superiore, con una potenza di 150 W ciascuna. Per stabilizzare ancora di più il flusso termico è stato utilizzato un sistema di controllo PID. Nella parte inferiore del secondo campione si è posto a contatto un blocco di rame del diametro di 55 mm, in cui scorre il fluido refrigerante con una portata ed una temperatura controllate dal sistema PID. Il flusso termico viene misurato grazie a due flussimetri del tipo HT-50 della ITI, Inc., Del Mar, CA, USA. posti sulla sommità del campione superiore ed uno sul fondo del secondo. Come isolatore è stato usato un Isomag[®] 175, Spokane Valley, WA, USA. Fra le superfici a contatto, a parte per quella da misurare, è stato interposto uno strato di una pasta di silicone ad alta conducibilità termica per ridurre la resistenza di contatto e massimizzare il flusso termico. I campioni sono pressati grazie ad una pressa idraulica ed il carico applicato è misurato grazie alle celle di carico.

Le termocoppie del diametro di 0.5 mm del tipo K-type OMEGACLAD[®] XL (KM-QXL M050, OMEGA Engineering, Inc., Stamford, CT, USA) sono state posizionate come in Fig. 28. Nei fori creati nei campioni in cui sono state inserite le termocoppie, è stata inserita una pasta con alta conducibilità termica per assicurare e migliorare il contatto delle termocoppie con i campioni. Il vuoto è stato ottenuto grazie a delle pompe rotative fino a raggiungere una pressione interna di 6 Pa. Tutti i componenti che hanno il compito di garantire il vuoto ed il riscaldamento sono stati prodotti con il miglior processo produttivo conosciuto per garantire la massima precisione dimensionale. I campioni sono stati allineati assialmente e posti concentrici grazie a

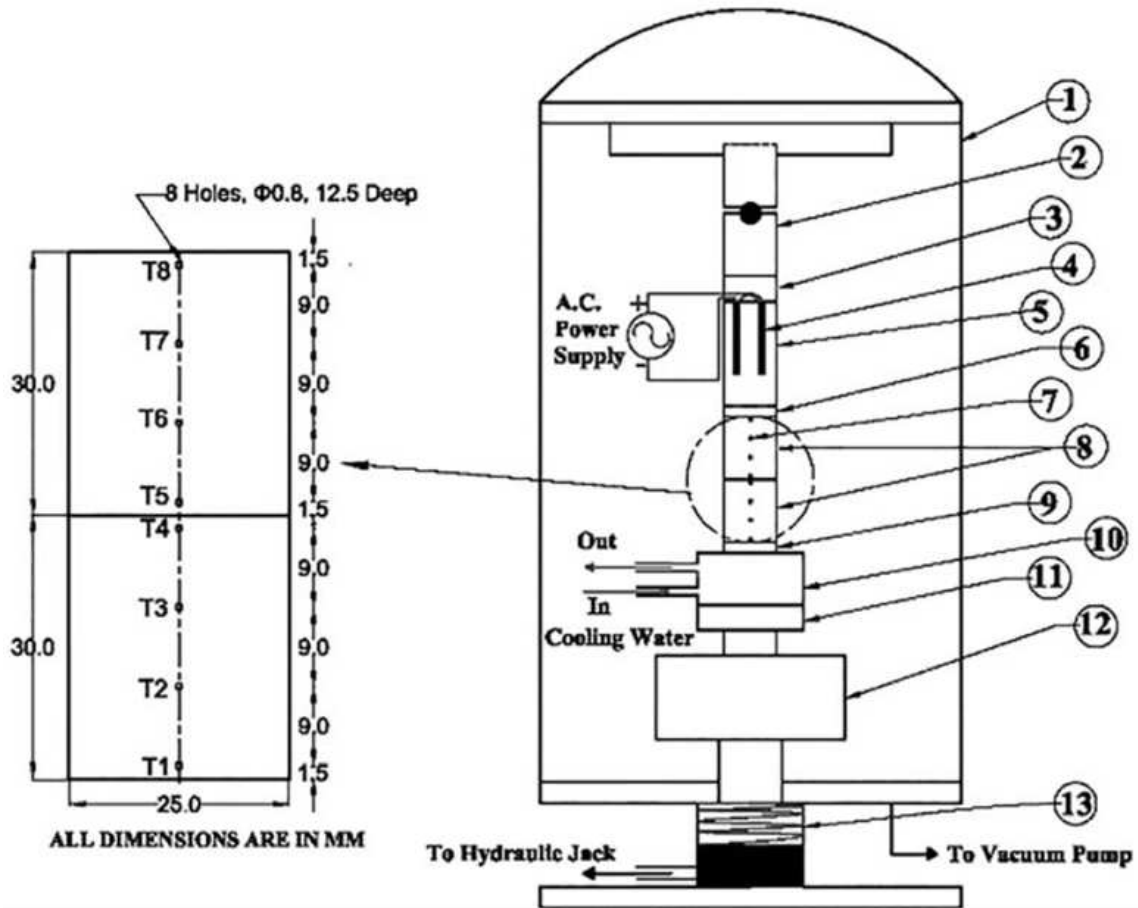


Figura 28: Rappresentazione schematica del set-up sperimentale e posizionamento delle termocoppie nei campioni. Adattato da Asif e Tariq [1]

Flussimetro	HT-50 ITI, Inc., Del Mar, CA, USA
Isolatore	Isomag [®] 175, Spokane Valley, WA, USA.
Termocoppie	K-type OMEGACLAD [®] XL KMQXL M050 U, OMEGA Engineering, Inc., Stamford, CT, USA
Profilometro	Veeco Wyko NT1100 Optical Profiling System Veeco, Tucson, AZ, USA
Misuratore di durezza Vickers	Micro Vickers Hardness Tester MVH-S-AUTO; Omni Tech, Pune, India

Tabella 2: Strumentazione

dime precise che permettono un accoppiamento ottimale fra campioni ed i componenti adibiti al riscaldamento/raffreddamento dei campioni stessi.

Questi campioni sono stati lavorati in modo che la deviazione dalla planarità fosse di 10 volte inferiore alla rugosità superficiale e che l'ondulazione superficiale fosse 4 volte inferiore alla rugosità; la finitura superficiale è di $\approx 1 - 5\mu m$.

In questo modo la superficie può essere considerata nominalmente piatta e la rugosità superficiale non va ad influenzare pesantemente la TCC.

Per assicurarsi che la superficie fosse conforme con i parametri di cui sopra, si è utilizzato un profilometro ottico, nella fattispecie il Veeco Wyko NT1100 Optical Profiling System (Veeco, Tucson, AZ, USA).

La durezza Vickers superficiale è stata misurata con il Micro Vickers Hardness Tester: MVH-S-AUTO; Omni Tech, Pune, India).

Inoltre, le superfici dei provini a contatto fra di loro sono state pulite con acetone prima di iniziare l'esperimento, mentre alle altre è stato applicato uno strato di pasta conduttiva come detto sopra.

Dopo aver fatto ciò, l'esperimento è iniziato andando ad avviare le pompe e creando quindi il vuoto come prima cosa. Successivamente è stato attivato il meccanismo di applicazione del carico, il sistema di riscaldamento e quello di raffreddamento imponendo quindi le condizioni al contorno. Si è aspettato poi, che il sistema giungesse a regime stazionario e cioè quando la variazione di temperatura per ogni termocoppia non è maggiore di $0.1\text{ }^{\circ}\text{C}$ ogni 30 minuti.

In Tab. 2 è riassunta la strumentazione utilizzata nell'esperimento.

Una volta raccolti i dati si è variata la pressione di contatto aspettando che il sistema rientrasse nuovamente nelle condizioni di regime stazionario per leggere i dati e quindi testare una nuova pressione di contatto.

Le incertezze per la determinazione della TCC sono dovute alla valutazione del salto di temperatura all'interfaccia a causa del calore perso per convezione, conduzione ed irraggiamento del set-up con l'ambiente esterno. Infatti, l'assenza del vuoto ideale assieme al calore disperso per irraggiamento può determinare una variazione della temperatura del campione radialmente, cambiando quindi il gradiente di temperatura radiale che oltretutto è anche funzione della conducibilità termica del materiale del campione stesso. Inoltre sono da tenere in considerazione l'errore di posiziona-

mento delle termocoppie, l'errore di estrapolazione delle temperature nel salto di temperatura all'interfaccia, il non perfetto allineamento dei provini, le superfici non conformi e l'incertezza del diametro della colonna.

Lo studio di Asif e Tariq [1] però conclude che questi ultimi tre fattori possono essere trascurati se l'esperimento è costruito e prodotto con opportuni accorgimenti e sufficiente precisione.

Il calore perso per irraggiamento può essere stimato come:

$$q_r = \sigma_n AT^4 \quad (3.13)$$

Lo studio ha condotto degli esperimenti utilizzando tre campioni: acciaio inossidabile, rame ed ottone, e mettendoli in serie. Dall'esperienza di Asif e Tariq [1], il campione che disperde più calore per irraggiamento fra quelli testati è quello in acciaio inossidabile, perché è il materiale con conducibilità termica più bassa e quindi è il campione con temperatura maggiore.

Un altro set-up molto interessante è quello riportato da Bagrets et al. [2] per la sua struttura compatta e priva di elementi importanti collegati all'ambiente esterno (come per esempio il caso appena illustrato di Asif e Tariq [1]).

Questa inoltre, non scaricando le forze e le tensioni sulla camera a vuoto può essere studiata e circoscritta in fase di progetto e monitorata in fase di sperimentazione. Gli autori si sono rifatti al set-up di Bai et al. [3] e si è creato il quello rappresentato in Fig. 29.

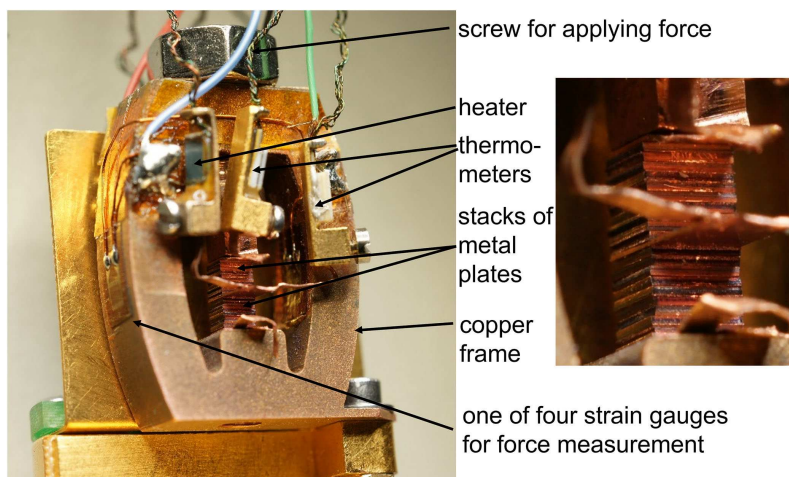


Figura 29: Set-up sperimentale e sistema di misurazione. Adattato da Bagrets et al. [2]

In questo studio si va a misurare la resistenza di contatto $R_{TC} = h_c^{-1}$ in un range di temperatura che va dai 4K ai 300K con una forza applicata controllata su campioni di materiale dello spessore aventi uno spessore di 100 μm e 200 μm .

R_{TC} viene definita come:

$$R_{TC} = \frac{\Delta T \cdot A}{q} \quad (3.14)$$

E la resistenza termica totale può essere scritta come la somma delle resistenze termiche di contatto singole:

$$R_{TC_{pila}} = \sum_i R_{TC,i} \quad (3.15)$$

I provini, aventi tutti un'area di 4 mm^2 , sono inseriti in un frame in rame e pressati tramite una vite che in Fig. 29 viene indicata con "*screw for applying force*". Il frame determina una struttura iperstatica quindi, a causa delle dilatazioni termiche dei provini e della struttura, si avranno delle deformazioni che possono andare a variare il carico sui provini. Ecco perché sono stati inseriti gli estensimetri che in Fig. 29 sono indicati con "*one of four strain gauges for force measurement*" posti ai lati in modo da formare un ponte di Wheatstone.

Il carico viene applicato a temperatura ambiente e solo successivamente si va a misurare la conducibilità termica di contatto della pila nel range di temperatura scelto. Lo studio comunque specifica che la variazione di pressione di contatto a causa delle dilatazioni termiche alle temperature più basse, se i provini sono dello stesso materiale della struttura, può essere trascurata. La possibile variazione di forza invece, nel caso in cui i provini siano fatti di materiale diverso da quello della struttura (in questo caso Cu-SS) è ancora in fase di ricerca.

Nello studio i campioni vengono impilati in modo da formare due pile e poste una sull'altra. Nel mezzo sono presenti un termometro ed un riscaldatore che scalda i campioni per imporre il flusso termico. Sulla sommità e nella parte inferiore invece, sono posizionate le termocoppie.

Durante l'esperimento di Bagrets et al. [2] si nota che all'aumentare della forza di contatto, la resistenza al flusso termico alle interfacce cala, ma questo effetto sembra essere tanto più piccolo quanto più le pressioni di contatto sono elevate. Infatti, dopo i 50-75 N, la variazione della resistenza di contatto termica è minore della banda di incertezza di misura, e oltre i 100 N non c'è variazione come si può vedere in Fig. 30.

Da Fig. 30 si può notare che a qualsiasi temperatura la differenza di resistenza termica di contatto fra i campioni pressati con una forza di 10 N e quelli pressati con una forza di 35 N è molto più evidente rispetto a quella che c'è fra i campioni pressati con una forza di 35 N e quelli pressati con 100 N.

Quindi per pressioni superiori a 9 MPa la pressione di contatto gioca un ruolo marginale nella variazione della conduttanza termica di contatto h_c nel caso di Cu-Cu (probabilmente perché dopo una certa soglia di pressione, si arriva ad una saturazione delle deformazioni delle asperità).

nel caso di contatto tra acciaio inox e rame si osserva che la resistenza di contatto decresce quasi linearmente all'aumentare della pressione di contatto fino a 12 MPa, per poi stabilizzarsi a un valore costante per pressioni più alte (Fig. 30).

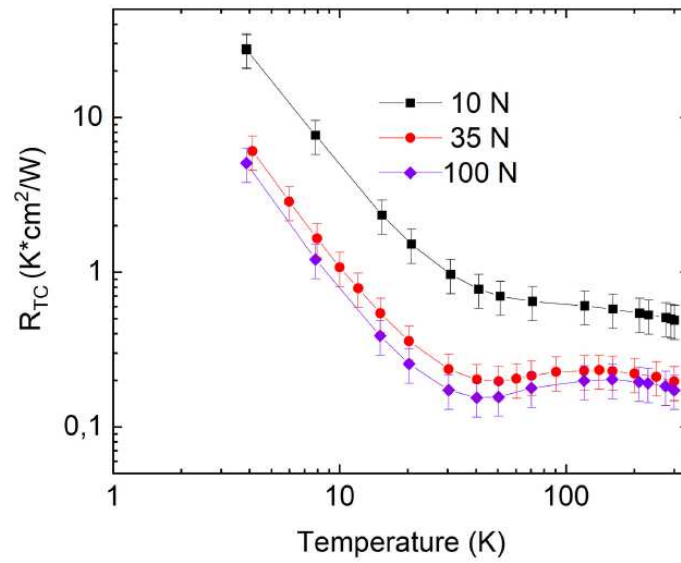


Figura 30: Resistenza di contatto termica in funzione della temperatura per Cu-Cu a diverse forze applicate. Adattato da Bagrets et al. [2]

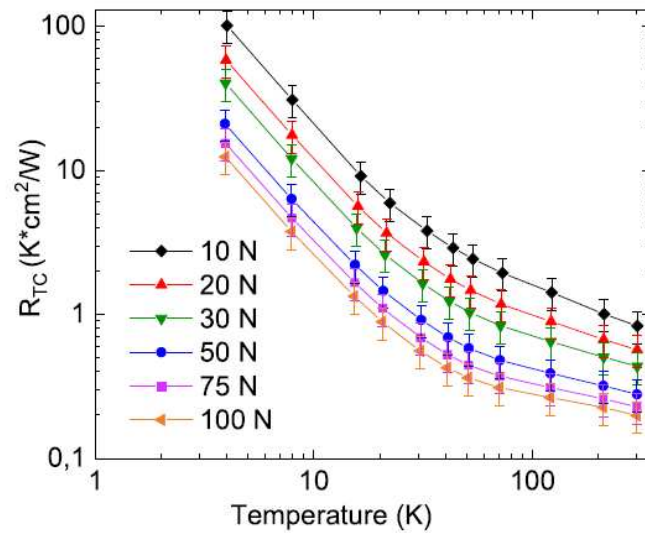


Figura 31: Resistenza di contatto termica in funzione della temperatura per SS-Cu con diverse forze applicate. Adattato da Bagrets et al. [2].

3.4.2 Esperimenti su giunti bullonati

Per la determinazione sperimentale della conduttanza termica di contatto h_c è necessario progettare un set-up che possa isolare questo parametro il più possibile. Non di meno, si preferirebbe che il modello avesse un comportamento lineare in modo da poter garantire una semplice misurazione del parametro.

Questo elaborato si concentra su due superfici in vuoto messe a contatto tramite una giunzione bullonata. Prima di qualsiasi dispositivo di misura della conduttanza, un esempio di caso concreto in cui la conduzione di contatto in vuoto ha un ruolo importante è quello del sistema di raffreddamento del supporto della Plasma Grid (*PG frame*) di SPIDER. Durante le operazioni su SPIDER, la Plasma Grid si riscalda fino a 120-130°C. Il PG frame viene raffreddato grazie ad un sistema di raffreddamento composto da un tubo di acciaio inox al cui interno è presente un flusso di acqua alla temperatura controllata di 20 °C. Il condotto è inserito in una guida in rame la quale è accoppiata al PG frame tramite delle viti M5 a distanza di 100 mm l'una dall'altra, come mostrato in Fig. 32.

Per migliorarne il raffreddamento sono state studiate delle soluzioni per aumentare l'area di contatto reale tra il tubo e il supporto di rame, ad esempio brasare il tubo o ridurre la distanza tra le viti.

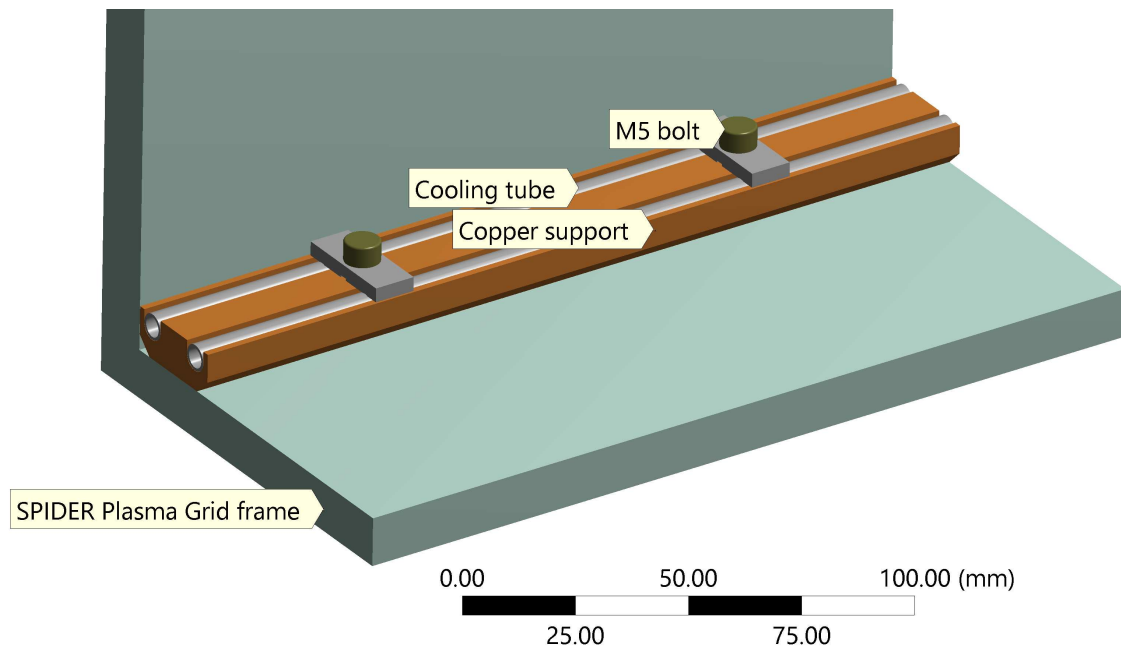


Figura 32: Vista in dettaglio del Cooling System. Nell'immagine è presente un motivo, il quale si ripete per svariati metri.

Si nota, in prima istanza, che la giunzione fra le due superfici è garantita tramite dei bulloni. Una giunzione bullonata però, non garantisce una pressione uniforme su tutta la superficie: questa infatti ha un andamento a campana come in Fig. 37, che parte dalla testa e si sviluppa verso il gambo della vite con un andamento a

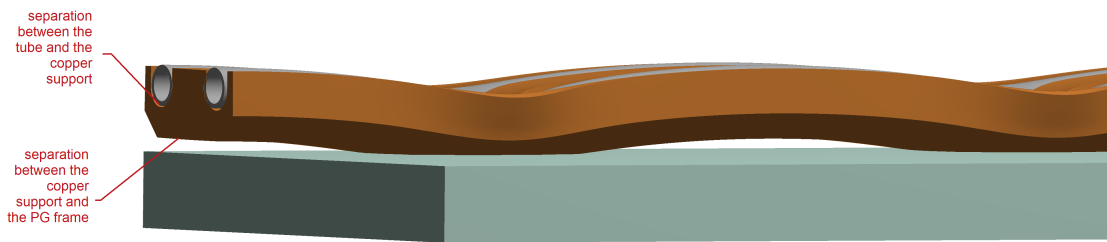


Figura 33: Deformazioni (amplificate sull'immagine) che riducono la superficie di contatto termico tra i componenti

classifica. Una trattazione dettagliata si trova in Madhusudana [16].

Perciò le piastre tendono a deformarsi come mostrato in Fig. 33 e Fig. 34 costringendo il flusso di calore a deviare il suo percorso come mostrato in Fig. 35 ed a passare attraverso un'area di contatto di forma circolare avente raggio r_0 indicato in Fig. 36.

È utile perciò, trovare il valore di r_0 .

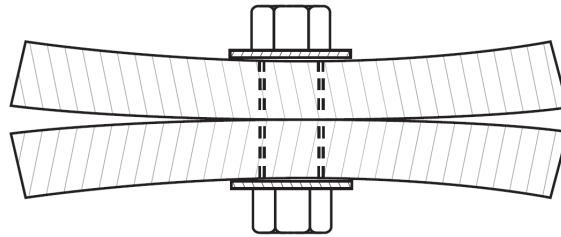


Figura 34: Contatto in un giunto bullonato. Adattato da Hasselström e Nilsson [11]

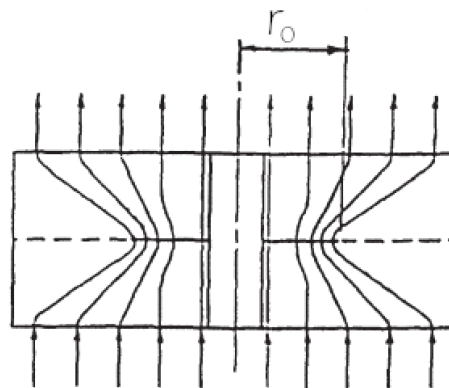


Figura 35: Flusso di calore attraverso un giunto bullonato. Adattato da Madhusudana [16]

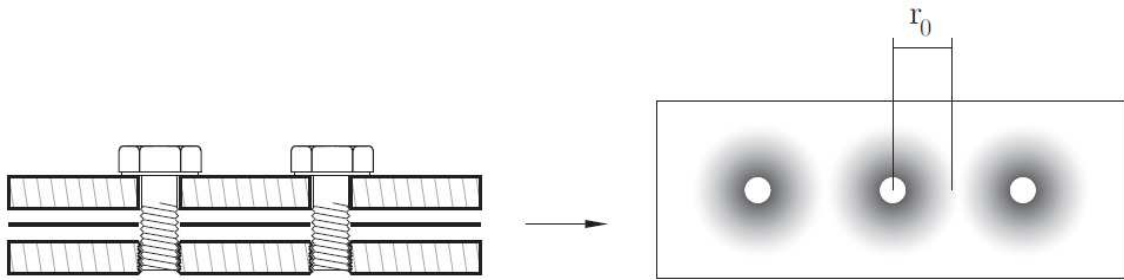


Figura 36: Illustrazione del set-up per la misurazione distribuzione di pressione

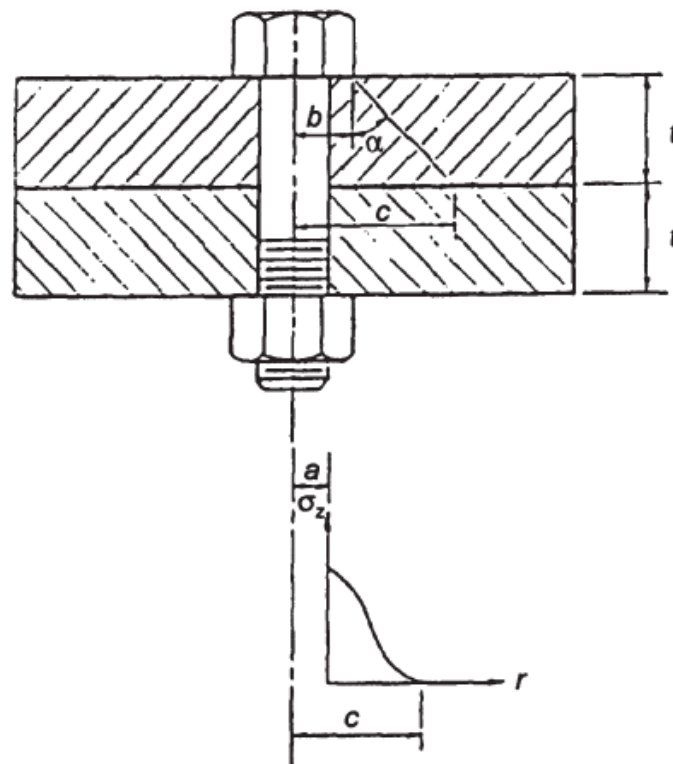


Figura 37: Pressione all'interfaccia per un giunto bullonato. In figura $c = r_0$. Adattato da Madhusudana [16]

Come si è visto per una giunzione bullonata, la pressione di contatto all'interfaccia, varia da un massimo in prossimità del gambo della vite per poi diminuire allontanandosi da questo come mostrato in Fig. 37 e quindi la resistenza totale di contatto al flusso assiale del calore, è formata da due parti:

1. Una resistenza macroscopica figlia della costrizione imposta dall'area reale di contatto (Fig. 35);
2. Una resistenza microscopica associata ad ogni singolo punto di contatto presente entro l'area di contatto reale (Fig 11).

Inoltre, sempre secondo Madhusudana [16] il raggio r_0 dipende dal raggio del foro, dallo spessore delle lamiere, dalla rugosità superficiale come mostrato in Fig. 38, e

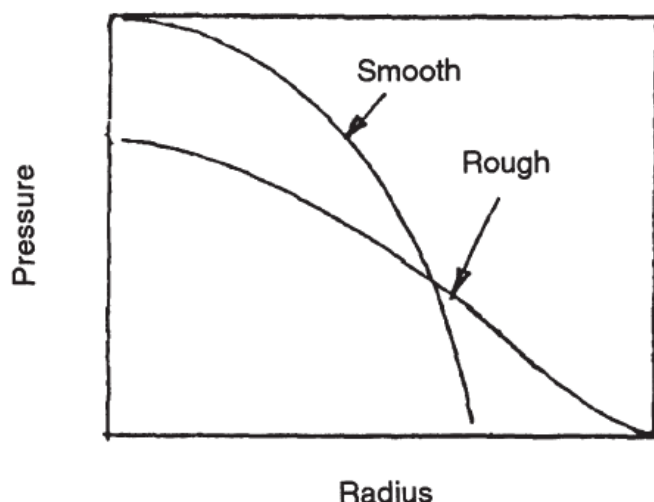


Figura 38: Effetto della rugosità superficiale nella zona di contatto. Adattato da Madhusudana [16]

non risente della differenza dei moduli elastici dei materiali a meno che non vi siano ampie differenze.

In Fig. 38 si può notare come a parità di pressione di contatto, il raggio dell'area di contatto varia a seconda della rugosità superficiale. Per esempio se la pressione di contatto è bassa, il raggio dell'area di contatto è maggiore se la superficie è più rugosa. Se invece la pressione è maggiore, l'area di contatto è maggiore se la superficie è meno rugosa. Oltre a quanto detto, c'è da considerare che il coefficiente di dilatazione termica a temperature elevate, genera una variazione della pressione di contatto fra le superfici.

Ecco che il set-up proposto da Hasselström e Nilsson in *Thermal Contact Conductance in Bolted Joints* 2012 [11] (Fig. 39) diventa molto citato in letteratura perché approfondisce proprio questo aspetto.

È uno studio molto interessante perché utilizza un metodo che permette di valutare il raggio r_0 e quindi l'area reale di contatto A_r senza l'utilizzo di microscopi, ma grazie ad una sottile pellicola interposta fra le due superfici chiamata Fujifilm Prescale[®] come illustrato in Fig. 36. Purtroppo Hasselström e Nilsson conduco-

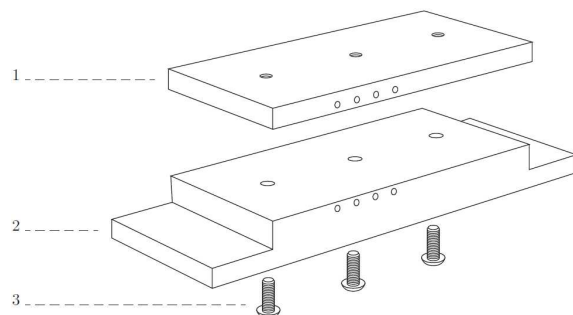


Figura 39: Set-up sperimentale di Hasselström e Nilsson [11]

no delle prove sperimentali su materiali che non riguardano l'esperimento *NBI*, in quanto utilizzano giunzioni in Alluminio-Alluminio, mentre nel caso in esame le leghe leggere non trovano frequente utilizzo. Sono invece presenti (ad esempio nel caso citato del circuito di raffreddamento della *PG* flange) numerose giunzioni tra componenti di acciaio inossidabile (304L e 316L) e di rame.

Gli autori osservano alcuni casi, il più interessante è quello in cui sono state utilizzate 3 viti M3, serrate con una coppia di 1.1 Nm. In Fig. 40 è riportato il segno lasciato dalla pellicola sulla superficie della piastra, dopo l'applicazione dei carichi sulle viti. La Fig. 40 mostra il risultato ottenuto da questo caso studio: una pressione attorno al foro all'incirca di 10 MPa ed un raggio dell'area di contatto $r_0 = 7mm$. A tal proposito si è quindi deciso, come si potrà verificare nel prossimo paragrafo, di simulare l'esperimento di Hasselström e Nilsson utilizzando il software ANSYS per verificare che, per quanto riguarda il rapporto fra le aree, i risultati ottenuti dal modello siano coerenti con quelli dello studio.

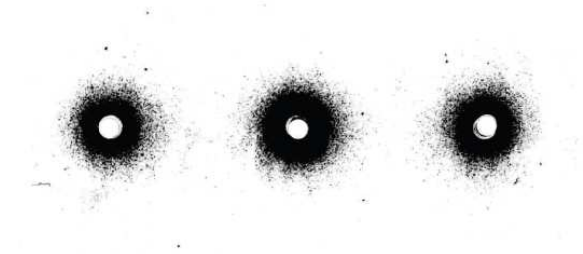


Figura 40: Risultati Hasselström e Nilsson. Adattato da Hasselström e Nilsson [11]

3.4.3 Analisi di incertezza

La rilevazione della TCC nella pratica, si effettua installando svariate termocoppie lungo l'asse dei provini distanziate fra loro di una distanza nota a . Così facendo si stima il gradiente di temperatura lungo l'asse del provino. Una volta trovato questo per entrambi i provini, si stima la TCC all'interfaccia come mostrato in Fig. 41. La posizione delle termocoppie è importante. Infatti, secondo Thomas [19] non è possibile mettere le termocoppie direttamente all'interfaccia. Questo perché le linee di flusso del calore non sono parallele ma sono distribuite in modo da fluire solo lungo i punti di contatto e quindi la temperatura all'interfaccia varia fortemente in base alla posizione radiale e angolare della termocoppia. Per evitare questo inconveniente, la termocoppia più vicina all'interfaccia si posiziona ad una distanza di almeno metà del diametro della barra: $a = R$ in Fig. 41. Nel suo esempio, Thomas [19] mantiene costante questa distanza anche per le termocoppie successive. Instal-

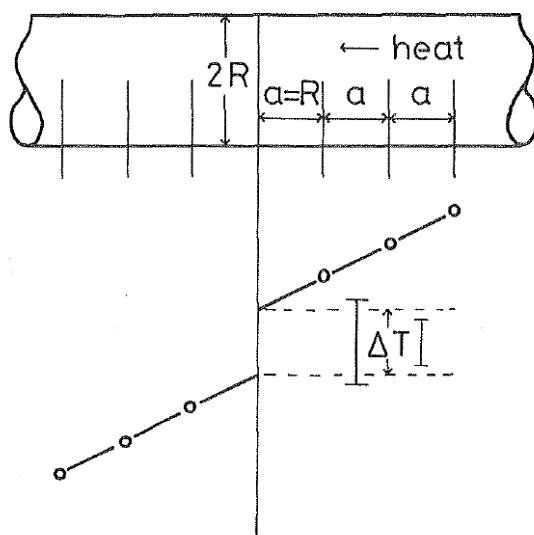


Figura 41: Esempio esperimento per la misurazione di h_c per due campioni dello stesso materiale. Adattato da Thomas [19].

lare molte termocoppie lungo il provino aiuta a ridurre l'errore di interpolazione dei dati, ma posizionare le termocoppie a ridosso dell'interfaccia vanificherebbe questo vantaggio.

Un secondo problema da considerare è l'incertezza di posizionamento della termocoppia. Questa infatti, è quella che più amplifica la già presente incertezza di misura andando a falsare l'interpolazione delle temperature e quindi la stima della TCC.

La maggior parte delle misurazioni in letteratura utilizzano 3 o 4 termocoppie per ogni barra. È degno di nota che l'errore di estrapolazione dei dati potrebbe variare lentamente durante l'esperimento, rimanendo comunque dello stesso segno. Per determinarlo è necessario ripetere l'esperimento utilizzando un nuovo set di termocoppie.

Lo studio di Thomas [19] conclude che queste considerazioni potrebbero spiegare perché ci sono discrepanze tra esperimenti diversi ma con un'interfaccia simile.

Nello studio di Asif e Tariq [1] il produttore del misuratore del flusso di calore dichiara che l'accuratezza è del 5% del valore misurato.

Una stima dell'incertezza sulla misura del flusso di calore attraverso l'interfaccia è stata fatta usando la media del flusso di calore misurata dai due sistemi di misurazione del flusso termico, posizionati sulla sommità ed alla base dei campioni.

L'incertezza di misura viene così calcolata:

$$\left(\frac{\delta q}{q}\right) = \sqrt{\frac{(U_{q_1})^2 + (U_{q_2})^2}{4}} \quad (3.16)$$

Dove U_{q_i} sono le incertezze nella stima del flusso di calore. Riassumendo quindi, le incertezze di misura sono influenzate da:

- incertezza di misura $\left(\frac{\delta q}{q}\right)$;
- calore disperso; per esempio dai cavi delle termocoppie $\left(\frac{\delta q'}{q'}\right)$;
- errore della stima del salto di temperatura all'interfaccia $\left(\frac{\delta \Delta T}{\Delta T}\right)$;
- errore di posizionamento della termocoppia nella sua sede $\left(\frac{\delta \Delta x}{\Delta x}\right)$.

Tutti questi errori contribuiscono a far crescere l'incertezza di misura creando un errore definito come:

$$err_{tot} = \sqrt{\left(\frac{\delta q'}{q'}\right)^2 + \left(\frac{\delta q}{q}\right)^2 + \left(\frac{\delta \Delta T}{\Delta T}\right)^2 + \left(\frac{\delta \Delta x}{\Delta x}\right)^2} \quad (3.17)$$

Tutte queste incertezze vanno quindi accuratamente studiate e valutate. Nello studio di Asif e Tariq [1] non viene contemplato l'errore di estrapolazione dei dati.

Alcuni autori propongono metodi alternativi per la rilevazione delle temperature come il già discusso Frekers et al. [9] in cui viene utilizzata una termo-camera, (Fig. 24), ma con scarsi risultati per quanto riguarda l'accuratezza di misura.

3.5 Confronto tra modelli reperibili in letteratura

In seguito all'analisi degli studi precedentemente illustrati e altri studi che per brevità non sono stati qui esposti (come Madhusudana [16], Hattori, Nakamura e Saitou [12]), si sono volute confrontare le conclusioni rendendole coerenti per unità di misura, a parità di

- pendenza media delle asperità: $m = \sqrt{m_1^2 + m_2^2} = 0.13$;
- durezza superficiale pari a 340 MPa (quella del materiale meno duro);
- conducibilità termica del materiale $k = \frac{2 \cdot k_{SS} \cdot k_{Cu}}{k_{SS} + k_{Cu}} = 47 \frac{W}{m^2K}$.

Inizialmente il confronto è stato fatto in un range di pressioni di contatto che va da 0.1 MPa fino a 50 MPa tenendo la rugosità costante pari a $\sigma = 3.2 \mu m$. In un secondo momento si sono fatti altri due confronti: uno a pressione costante pari a 1 MPa ed uno a $P = 20$ MPa, facendo variare la rugosità σ .

Per praticità si riportano soltanto le conclusioni a cui sono arrivati i diversi autori studiati:

- Marchetti, Testa e Torrisi [17]:

$$h_c = 624 \cdot P^{0.93}$$

- Yovanovich [22]:

$$h_c = 1.25 \cdot \frac{k \cdot m}{\sigma} \left(\frac{P}{H} \right)^{0.95}$$

- Madhusudana [16]:

$$h_c = 1.13 \cdot \frac{k \cdot m}{\sigma} \left(\frac{P}{H} \right)^{0.94}$$

- Asif e Tariq [1]:

$$h_c = 0.935 \cdot \frac{k \cdot m}{\sigma} \left(\frac{P}{H} \right)^{0.95}$$

- Tien [21]:

$$h_c = 0.55 \cdot \frac{k \cdot m}{\sigma} \left(\frac{P}{H} \right)^{0.85}$$

- Cooper, Mikic e Yovanovich [8]:

$$h_c = 1.45 \cdot \frac{k \cdot m}{\sigma} \left(\frac{P}{H} \right)^{0.985}$$

Questo studio presenta tutti i parametri nel sistema di misura imperiale. Ogni termine è stato convertito nel sistema di misura internazionale.

- Hattori, Nakamura e Saitou [12]:

$$h_c = \frac{1}{\frac{\sigma_1}{k_1} + \frac{\sigma_2}{k_2}} \cdot \left(1.76 \cdot \sqrt[3]{\pi \cdot \frac{P}{16} \cdot \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right)} \right)^2$$

- Mikic [18] nel caso di deformazione plastica:

$$h_c = 1.13 \cdot \frac{k \cdot m}{\sigma} \left(\frac{P}{H} \right)^{0.94}$$

- Mikic [18] nel caso di deformazione elastica:

$$h_c = 1.9 \cdot \frac{k}{\sigma} \left(\frac{P}{E'} \right)^{0.94}$$

$$\text{dove } E' = \frac{E_{SS} \cdot E_{Cu}}{E_{SS} \cdot (1 - \nu_{SS}) + E_{Cu} \cdot (1 - \nu_{Cu})}$$

- Thomas e Probert [20]:

$$\log \left(\frac{h_c \cdot A}{\sigma \cdot k} \right) = 0.743 \cdot \log \left(\frac{P \cdot A}{\sigma^2 \cdot H} \right) + 2.26$$

In Fig. 42 è riportato l'andamento di h_c in funzione della pressione di contatto P per ogni autore studiato.

Come si può notare, non c'è una vera e propria concordanza fra i vari risultati. Ci sono almeno 2 ordini di grandezza tra i valori riportati dai diversi autori, quindi non è possibile determinare un valore appropriato di h_c . È necessario quindi sviluppare una campagna sperimentale al fine di stimare il valore di h_c e capire perché è presente questa differenza così sostanziale del valore della conduttanza termica di contatto. La Fig. 43 mostra l'andamento di h_c in funzione della rugosità superficiale σ per ogni autore studiato alla pressione di contatto fra le superfici $P = 1$ MPa.

In Fig 44, si mostra l'andamento della conduttanza termica di contatto al variare della rugosità superficiale per una pressione di 20 MPa secondo gli autori studiati. Dalle Fig. 43 e Fig. 44 si evince che c'è sempre un ordine di grandezza fra i valori di h_c proposti dai vari autori.

Si può notare inoltre, che la conducibilità termica è maggiore per rugosità superficiali più basse.

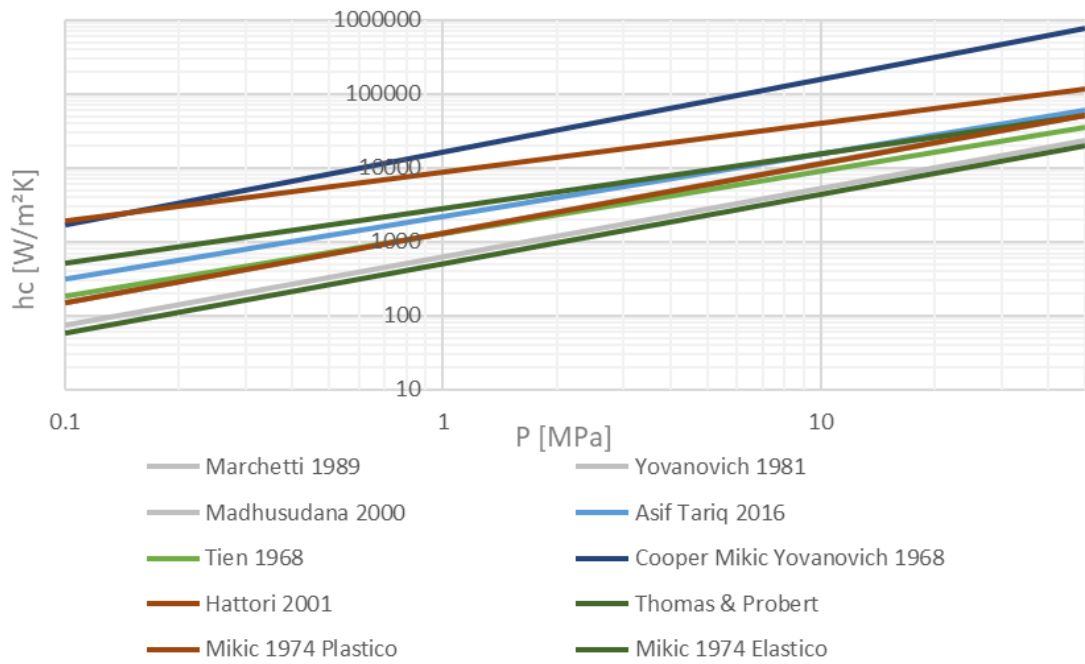


Figura 42: Confronto fra i vari autori, pressione P vs conduttanza termica di contatto h_c

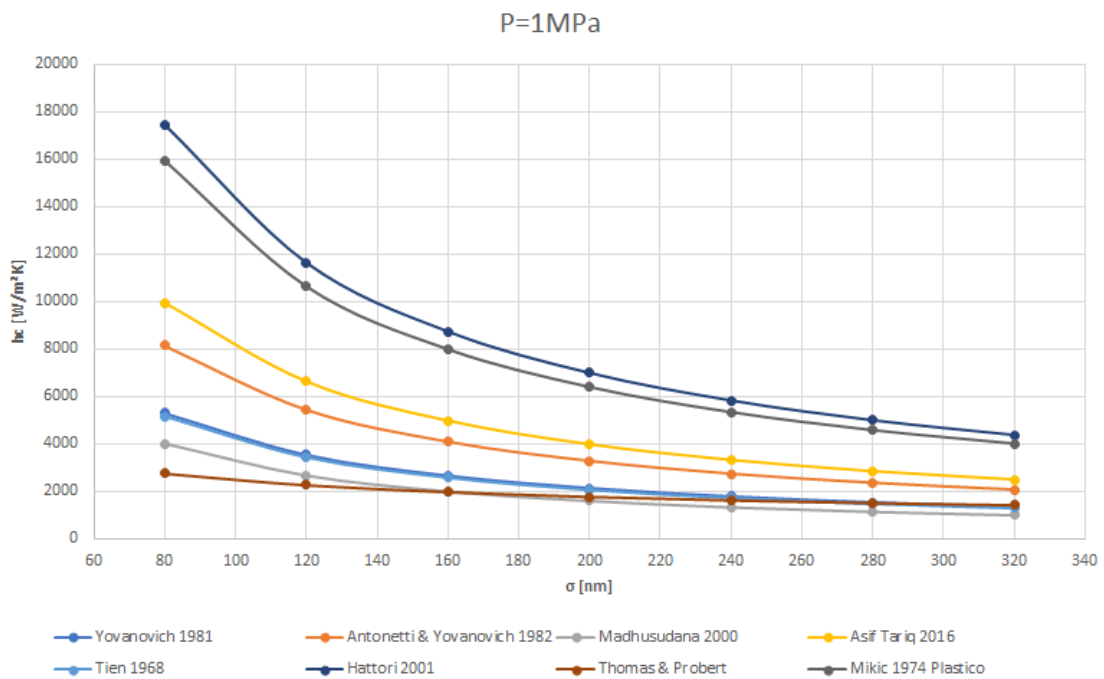


Figura 43: Confronto tra i valori della conduttanza termica in funzione della rugosità riportati dai vari autori eccetto Cooper *et al.* con $P = 1$ MPa.

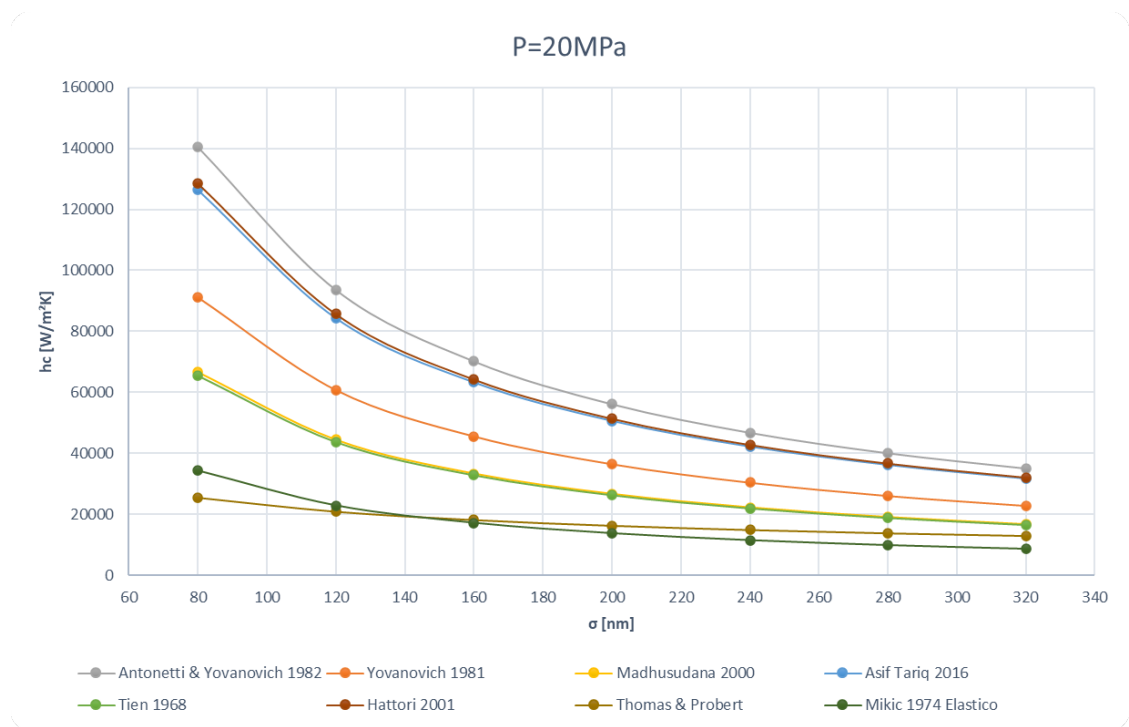


Figura 44: Confronto tra i valori della conduttanza termica in funzione della rugosità riportati dai vari autori eccetto Cooper *et al.* con $P = 20$ MPa.

4 PROPOSTA DI SET-UP SPERIMENTALE

4.1 L'installazione sperimentale ICE

All'interno di PRIMA (Fig. 2) è stato costruito uno strumento multifunzione chiamato Insulation and Cooling Experiment (ICE) con l'obiettivo di poter compiere test termoelettrici e termoidraulici su componenti degli esperimenti MITICA e SPIDER. È presente quindi l'impianto in cui può fluire dell'acqua ultra pura, ma anche Galden, Fluorinert o RM101; fluidi utilizzati per la loro capacità di isolamento elettrico negli esperimenti. È poi dotato di diversi sistemi di misura, tra cui il sistema SCADA (Supervisory Control And Data Acquisition) ed un sistema di acquisizione continua di dati CODAS. Gli strumenti di misura sono riportati in Fig. 87 ed in Fig. 88 nel paragrafo 4.2.

Sono presenti inoltre dei riscaldatori ceramici della dimensione di $50 \times 25 \times 2.5$ con una potenza massima di 1222 W a 220 V (densità di potenza massima 978 kW/m^2), accoppiati a delle termocoppie di tipo K, in grado di controllarne la temperatura. Per creare le condizioni di vuoto si deve inserire il telaio all'interno della camera a vuoto di ICE (rappresentata in Fig. 45) dove si andranno a ricreare le condizioni di esercizio. Questa è una camera in acciaio inox, semicilindrica, dotata di un coperchio rettangolare in grado di garantire l'isolamento della pressione interna dall'ambiente esterno. Come si può osservare da Fig. 45 sono presenti due bocchelli flangiati:

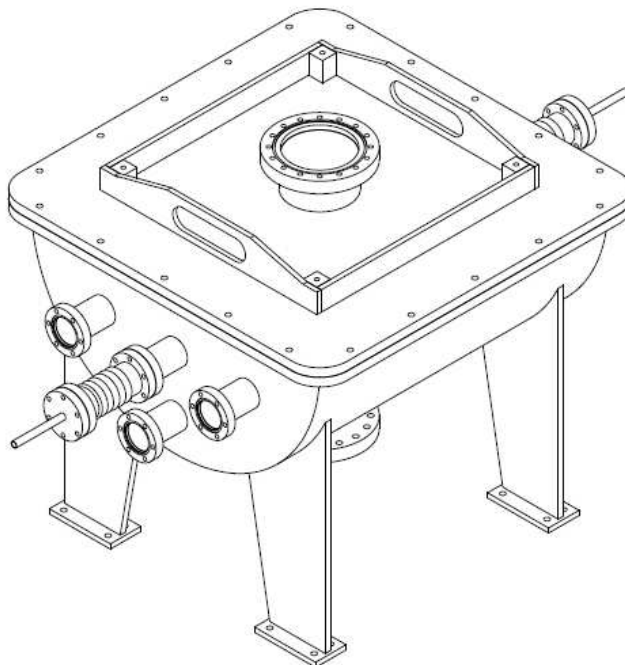


Figura 45: Rappresentazione della camera a vuoto di ICE

una sulla parte superiore ed una sulla parte inferiore della camera. Il vuoto viene

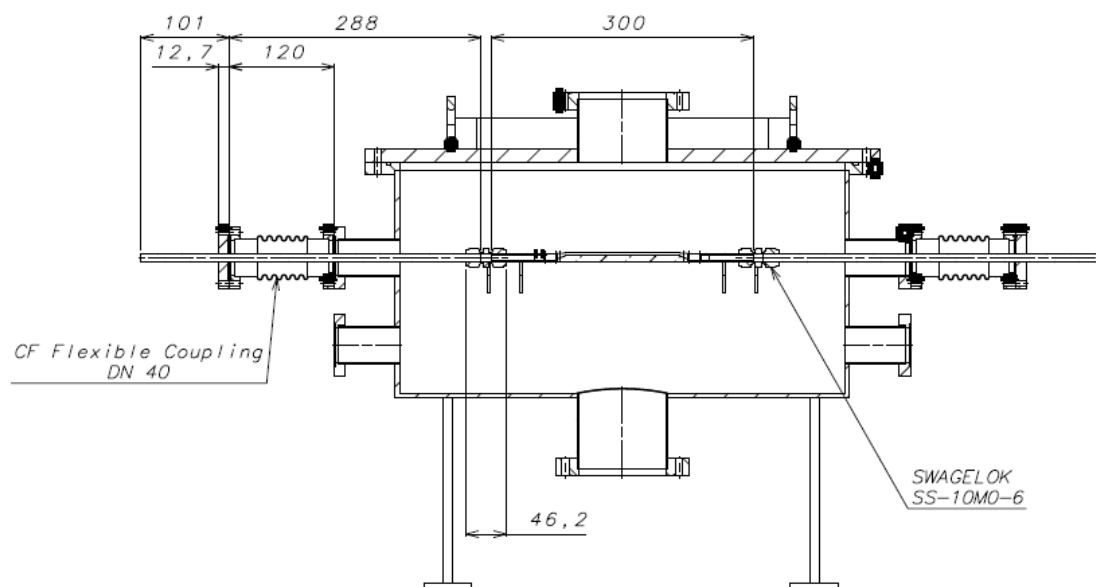


Figura 46: Alcune dimensioni dei supporti presenti in ICE

imposto da una pompa a vuoto che riesce a raggiungere una pressione minima di 0.5 Pa.

Sono inoltre presenti dei bocchelli flangiati che permettono il passaggio di termocoppie ed altri sensori. È presente in fine un sistema che permette il flusso di un liquido a temperatura controllata all'interno della camera a vuoto tramite delle tubazioni. Questo sistema è utile per far scorrere il liquido refrigerante a 22°C, al fine di raffreddare i campioni di materiale da testare.

Per l'applicazione del flusso termico si può utilizzare una resistenza a fascia come quella rappresentata in Fig. 47 oppure a piastra in Fig. 49 o una resistenza a cartuccia in Fig. 51.



Figura 47: Riscaldatori a fascia con isolamento in ceramica, adattata dal catalogo Lorenzoni®

Caratteristiche tecniche dei riscaldatori a fascia con isolamento in ceramica (Lorenzoni®):

- Potenza specifica fino a 8 W/cm^2
- Temperatura di esercizio fino a 500°C
- Lamiera interna in acciaio trattato per alta conducibilità termica
- Lamiera esterna in acciaio inox (AISI430) resistente alle alte temperature
- Avvolgimento resistivo in Nichel-Cromo 80/20
- Isolamento in ceramica ad alta purezza
- Coibente in fibra ceramica
- Cavo di alimentazione isolato in fibra di vetro, con conduttore in nichel puro o rame nichelato, protetto esternamente da una treccia metallica



Figura 48: Riscaldatori piatti isolati in ceramica, adattata dal catalogo Lorenzoni®



Figura 49: Dimensioni riscaldatore piatto isolato in ceramica, adattata dal catalogo Lorenzoni®

Caratteristiche tecniche del riscaldatore piatto isolato in ceramica Lorenzoni®:

- Potenza specifica fino a 4 W/m^2
- Temperatura di esercizio fino a 300°C
- Lamiera interna in acciaio trattato per alta conducibilità termica

- Avvolgimento resistivo in Nichel-Cromo 80/20
- Isolamento in ceramica pura per alta temperatura
- Cavo di alimentazione isolato in fibra di vetro, con conduttore in nichel puro o rame nichelato, protetto esternamente da una treccia metallica

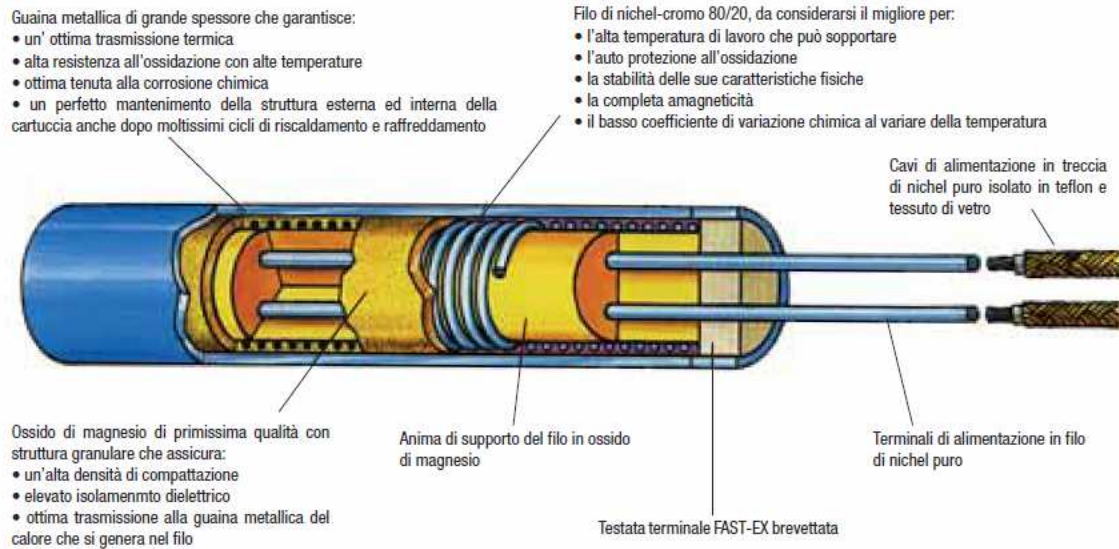


Figura 50: Resistenza a cartuccia Lorenzoni®

Diametri (metrici e pollici) e tolleranze												
Ø	6,50	8,00	10,00	12,50	16,00	20,00	1/4"	3/8"	1/2"	5/8"	3/4"	
Tolleranza	-0,03	-0,04	-0,04	-0,05	-0,05	-0,06	-0,03	-0,04	-0,05	-0,05	-0,06	
	-0,05	-0,06	-0,07	-0,08	-0,08	-0,10	-0,05	-0,07	-0,08	-0,08	-0,10	
Tolleranza sulla lunghezza					fino a 100 mm +/- 2mm							
					oltre ai 100 mm +/- 2%							
Resistenza di isolamento a freddo 500 V-DC					≥ 10MΩ							
Rigidità dielettrica					1500 V							
Corrente di dispersione (massima) a freddo					≤ 0,5 mA							
Tolleranza sulla potenza a freddo					+5% -10%							
Massima densità di potenza					50 W/cm²							
Lunghezza zone non riscaldate					zona cavi da 5 a 15 mm							
					zona fondello da 5 a 10 mm							
Massima temperatura di lavoro					700 °C sulla guaina esterna							

Figura 51: Caratteristiche tecniche della cartuccia Lorenzoni®

I bocchelli flangiati superiore ed inferiore, sono utili per poter applicare il carico. Grazie a quella inferiore si può scaricare la pressione dei provini a terra senza sfruttare la rigidità della camera a vuoto. Quella superiore può essere utilizzata

per applicare il carico dall'esterno tramite un pistone idraulico o pneumatico o delle masse calibrate.

In loco sono presenti diversi sistemi per la misurazione della temperatura tra cui delle termocoppie che, grazie ad un sistema di acquisizione costituito da un Agilent 34980A ed un computer su cui è installato LabVIEW, è in grado di salvare ed analizzare i dati. Sono presenti inoltre, delle termoresistenze le cui caratteristiche sono riportate di seguito:

- Sensore: termoresistenza PT 100 Ohm;
- Collegamento: 3 fili (singolo);
- Precisione: classe A IEC 751;
- Guaina: AISI 316;
- Temperatura di lavoro: $-200+400^{\circ}\text{C}$;
- Pressione nominale PN 25;
- Isolamento $>20\text{MOHM}$ a 500 Vac;
- Rigidità dielettrica >2000 Vac;
- Testa di connessione: DIN B;
- Grado di protezione: IP66.

I dati sono inviati ad un PLC e salvati in jDataHandler. Per controllare la pressione all'interfaccia fra i due provini si può utilizzare una cella di carico posta fra il blocco raffreddato ed il telaio.

4.2 Selezione del set-up più adatto al caso NBI

Visti quindi i set-up presenti in letteratura, se ne propone uno ispirato dallo studio di Bagrets et al. [2] riportato in Fig. 29 per la compattezza, la grande flessibilità del caso studio che si possono analizzare con questa forma di telaio, per la metodologia dell'applicazione del carico ed il controllo della pressione tramite il ponte di Wheatstone. Per il posizionamento delle termocoppie e la forma dei provini invece, a seguito delle considerazioni sull'errore di misura discusso nello studio di Thomas [19], si è scelto di ispirarsi al setup proposto da Asif e Tariq [1] in Fig. 28: provini di forma allungata con termocoppie posizionate ad una distanza nota fra loro e non a ridosso dell'interfaccia. Quello di Asif e Tariq [1] si utilizza come esempio da seguire per il posizionamento dei provini e la loro geometria. Quello di Bagrets et al. [2] invece, per lo sviluppo di una struttura che permetta di non scaricare le sollecitazioni meccaniche sulla camera a vuoto, ma sui provini e sull'intelaiatura. È un aspetto importante perché in questo modo è possibile controllare la cedevolezza della struttura in fase di progetto ed inoltre il calore scambiato con l'esterno per via conduttiva, può essere contenuto facilmente isolando opportunamente i supporti comunicanti con l'ambiente esterno. Un altro fattore fondamentale da considerare è la dilatazione termica differenziale dei materiali, perché può falsare il valore della pressione di contatto. Nello studio di Bagrets et al. [2] il telaio e la vite sono stati realizzati nello stesso materiale dei provini per ridurre questo effetto. In aggiunta, è abbastanza compatto da poter essere inserito all'interno della camera a vuoto di ICE.

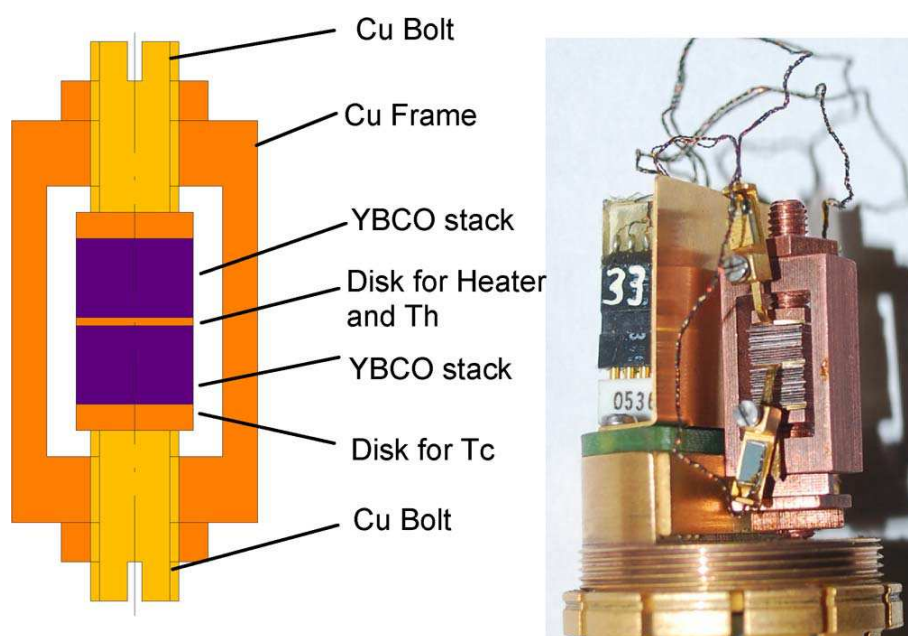


Figura 52: Esempio di set-up proposto. Adattato da Bai et al. [3]

Il set-up proposto è quello di due provini cilindrici o a forma di prisma a base qua-

drata, pressati da un sistema ispirato da quello di Marchetti, Testa e Torrisi [17]. Il tutto contenuto all'interno del telaio. Grazie a delle resistenze elettriche e ad un fluido refrigerante, si impone un flusso termico ai provini. Si misura il gradiente termico all'interno dei provini con delle termocoppie e si stima la TCC all'interfaccia. Si è scelto di ispirarsi al set-up di Asif e Tariq [1] per la forma dei provini ed il posizionamento delle termocoppie perché questo permette di avere una pressione uniforme all'interfaccia ed un flusso termico parallelo lungo tutto il provino.

Il problema di questo set-up è quello di avere diversi materiali e quindi diverse dilatazioni termiche che vanno a variare il carico applicato. È importante quindi monitorare la pressione effettivamente applicata monitorando lo stato del telaio tramite delle termocoppie, estensimetri, o utilizzando celle di carico o rondelle strumentate. Per esempio, nel caso Bagrets et al. [2] si sono posizionati degli estensimetri sul telaio creando un ponte di Wheatstone e stimando il carico effettivamente applicato in maniera indiretta.

In Fig. 53 è rappresentata l'idea di fondo del set-up da costruire e da inserire all'interno della camera a vuoto di ICE.

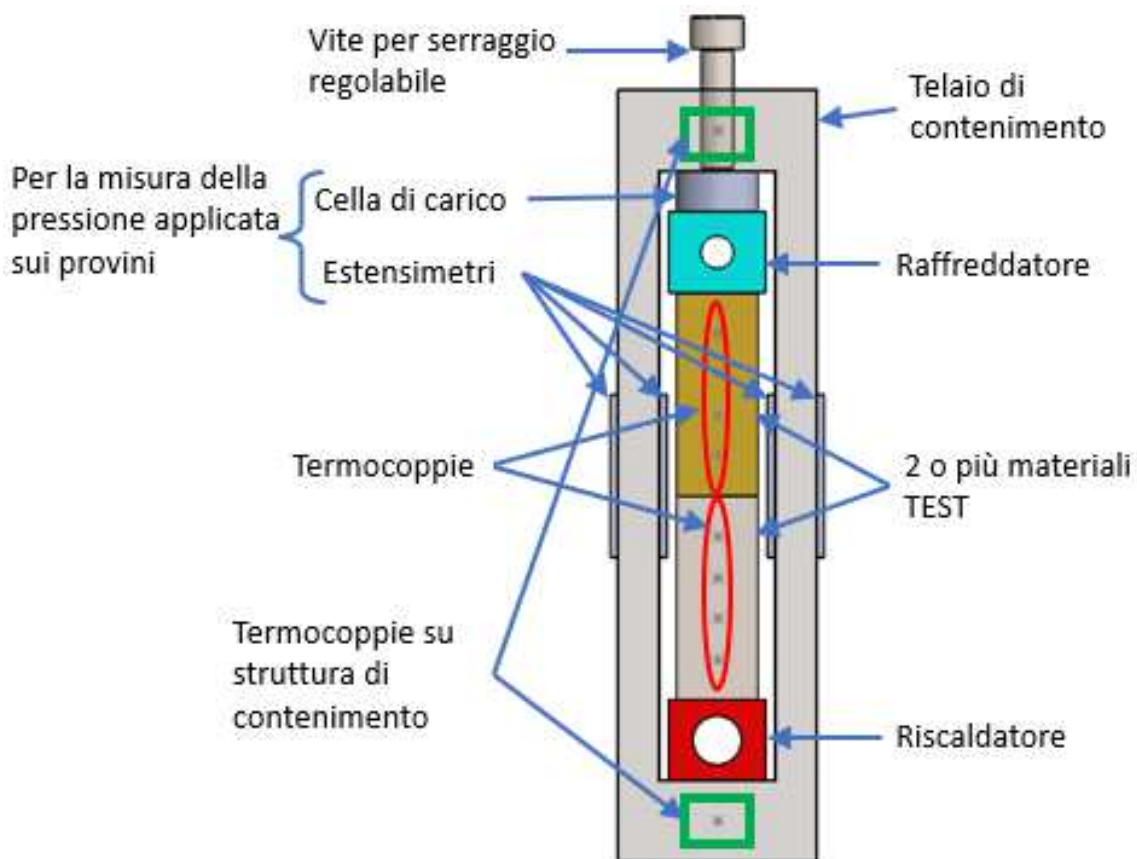


Figura 53: Idea set-up

I materiali utilizzati sono AISI304 e Rame. Le proprietà del rame sono riportate in Fig. 3 e la sua densità è di 8300 kg/m^3 . Le proprietà dell'AISI304 sono riportate in Fig. 4 e la sua densità è di 7750 kg/m^3 .

Modulo di Young	110 000 MPa
Modulo di Poisson	0.34
Modulo di compressione	114 580 MPa
Modulo di taglio	41 045 MPa
Coefficiente di espansione termica isotropo	$1.8 \cdot 10^{-5}$ 1/K
Tensione di snervamento a compressione	280 MPa
Tensione di snervamento a trazione	280 MPa
Tensione di rottura a trazione	430 MPa
Densità	8 300 kg/m^3
Conducibilità termica	401 W/mK

Tabella 3: Proprietà Rame. Proprietà del materiale ricavate da ANSYS

Modulo di Young	193 000 MPa
Modulo di Poisson	0.31
Modulo di compressione	169 000 MPa
Modulo di taglio	73 664 MPa
Coefficiente di espansione termica isotropo	$1.7 \cdot 10^{-5}$ 1/K
Tensione di snervamento a compressione	207 MPa
Tensione di snervamento a trazione	207 MPa
Tensione di rottura a trazione	586 MPa
Densità	7 750 kg/m^3
Conducibilità termica	13.8 W/mK (20°C)

Tabella 4: Proprietà AISI304. Proprietà del materiale ricavate da ANSYS.

4.3 Posizionamento dei sensori

Nel setup proposto la posizione delle termocoppie è fondamentale in quanto, la loro posizione permette di misurare il gradiente termico all'interno del materiale e quindi di stimare con precisione il salto termico all'interfaccia ΔT . In fase di progetto si è tenuto conto della distribuzione delle termocoppie lungo l'asse z : una ogni $L/5$ mm (dove L è la lunghezza totale del provino) partendo dall'interfaccia di contatto dei provini. In Fig. 54 sono rappresentati i due provini accostati in posizione orizzontale. Le termocoppie sono installate in maniera speculare rispetto all'interfaccia di contatto. Vari autori utilizzano 6 termocoppie, ma più se ne utilizzano e minore è l'errore di misura come riportato da Thomas [19], a patto che queste siano ad una certa distanza dall'interfaccia. Secondo l'esperienza di Thomas [19] si è quindi scelto la distanza descritta sopra: $L/5$. In prossimità dell'interfaccia infatti non saranno

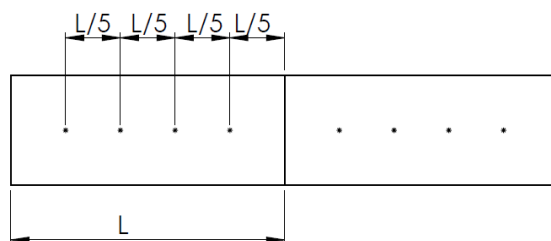


Figura 54: Posizionamento longitudinale delle termocoppie

presenti termocoppie, per i motivi discussi nel paragrafo 3.4.3: all'interfaccia le linee di flusso del calore si addensano nei punti di contatto creando un gradiente di temperature all'interfaccia che potrebbe falsare la misura di ΔT .

Per quanto riguarda invece la posizione trasversale delle termocoppie, si è scelto di porre le termocoppie al centro della sezione del provino come fatto anche nello studio di Asif e Tariq [1] mostrato in Fig. 28. Si consiglia quindi di installare la termocoppia al centro della sezione del provino dove il gradiente di pressione è più basso. Le termocoppie che si vogliono utilizzare sono descritte nel paragrafo 4.2.

Nel caso in cui fosse necessario per il garantire il corretto contatto fra termocoppia e provino, si propone di utilizzare una pasta conduttiva inserita all'interno della sede della termocoppia utilizzata anche nello studio di Asif e Tariq [1]. Inoltre, è necessario costruire una struttura che sia in grado di sorreggere le termocoppie utilizzate; struttura che in questo lavoro non è stata dimensionata.

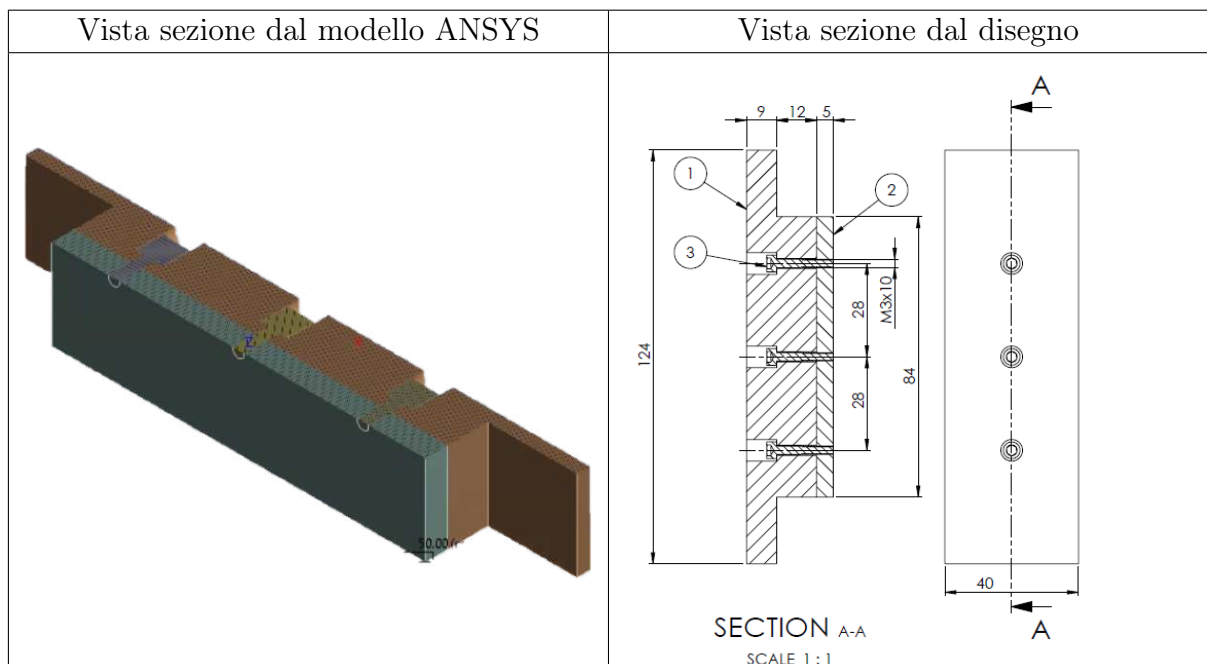
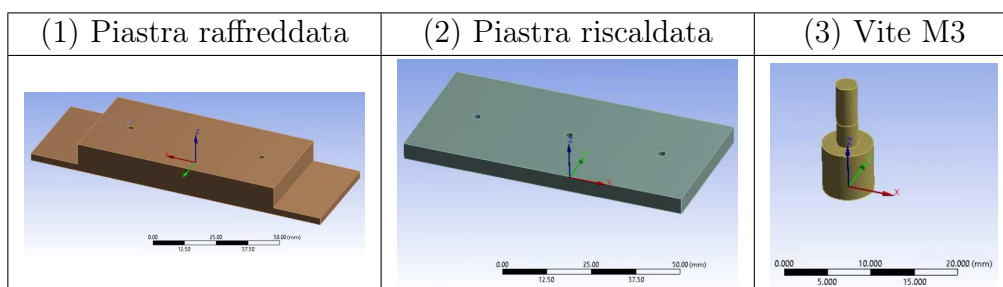
5 ANALISI NUMERICHE

5.1 Simulazione della distribuzione della pressione di contatto in un giunto bullonato nel set-up sperimentale di Hasselström e Nilsson [11]

Lo scopo di questa simulazione è quello di fare una prima esperienza con le analisi numeriche, con le condizioni al contorno e i vincoli delle simulazioni termiche e con la definizione delle proprietà dei materiali.

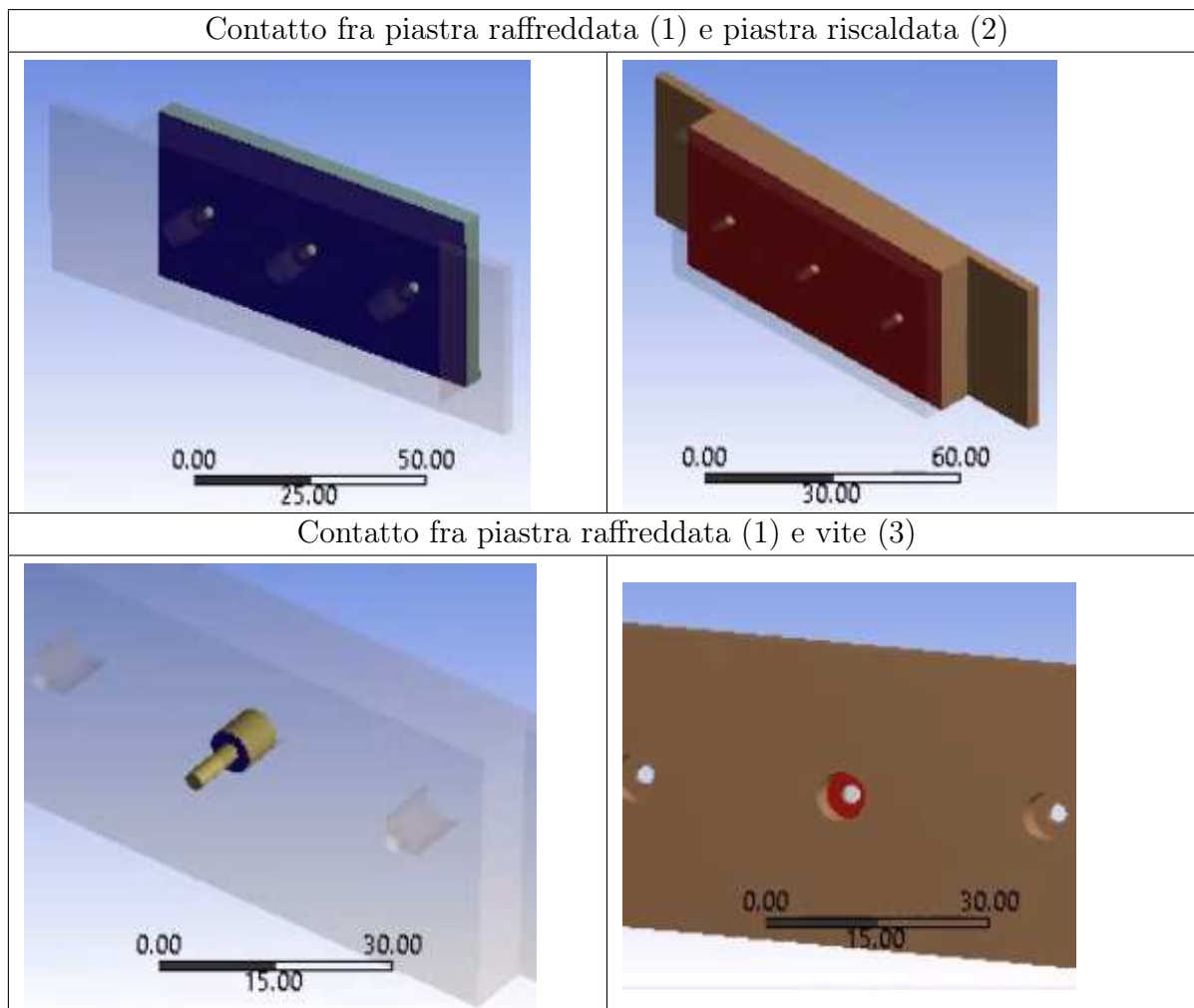
Con questa simulazione ci si propone di confrontare la concordanza fra i risultati ottenuti da Hasselström e Nilsson [11] ed i risultati numerici calcolati con ANSYS per quanto riguarda la pressione sulla superficie di contatto e l'area reale di contatto ottenuti, simulando lo stesso set-up sperimentale.

5.1.1 Geometria



5.1.2 Contatti fra i componenti

Gli accoppiamenti sono tutti di tipo Bonded eccezion fatta per l'accoppiamento fra piastra raffreddata (1) e piastra riscaldata (2) che è di tipo Frictionless. Per brevità si rappresenta solo una vite M3 a fronte delle tre presenti.

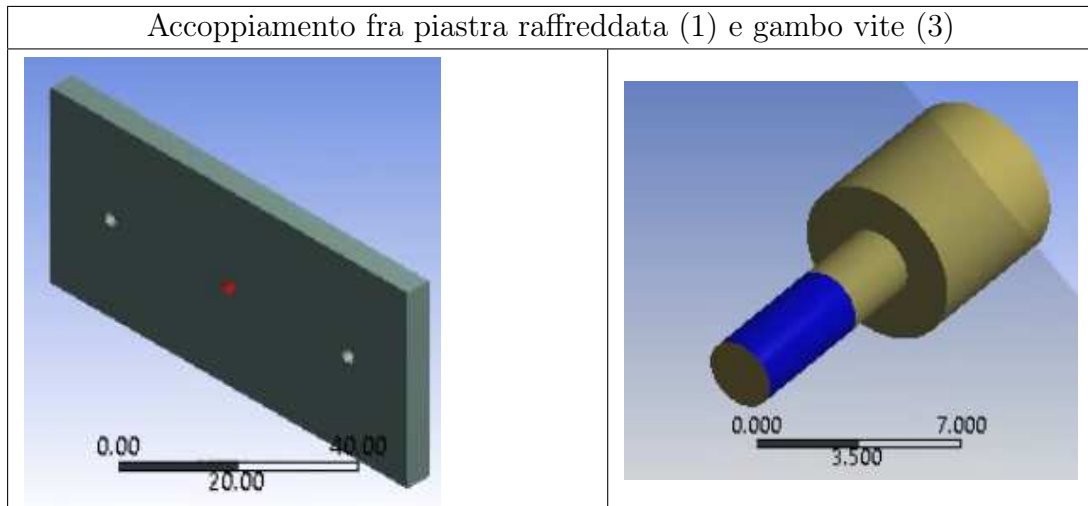


5.1.3 Materiali

Il materiale utilizzato dall'esperimento e quindi anche dalla simulazione è Al6082 le quali proprietà sono riportati in Fig. 55.

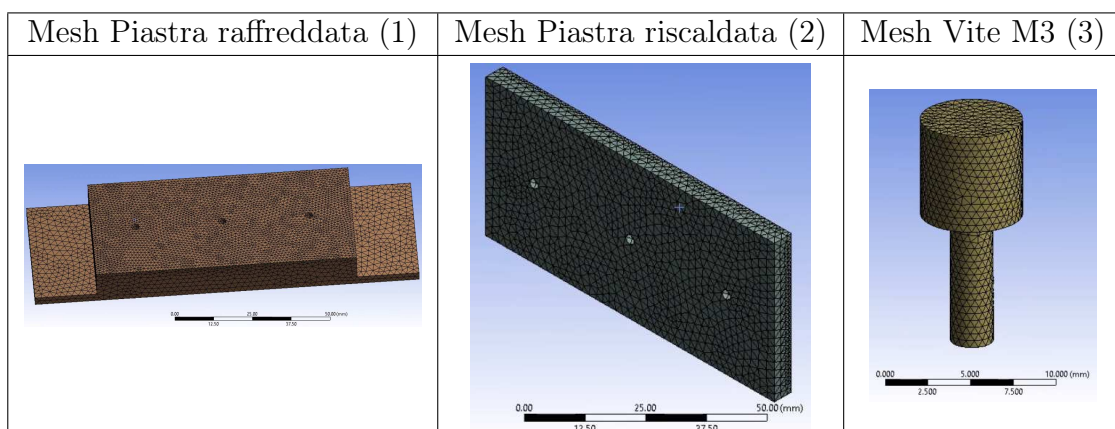
5.1.4 Mesh

È stata creata una mesh con elementi tetraedrici ANSYS TET10 della dimensione di 2 mm per i corpi (1) e (2) ad eccezione delle due facce a contatto e le facce dei fori dove vengono alloggiati i gambi delle viti. (1 mm) Per le viti invece sono stati usati elementi tetraedrici della dimensione di 0.5 mm.



Density	2.71e-06 kg/mm ³
Structural	
▼ Isotropic Elasticity	
Derive from	Young's Modulus and Poisson's Ratio
Young's Modulus	68600 MPa
Poisson's Ratio	0.33
Bulk Modulus	67255 MPa
Shear Modulus	25789 MPa
Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion	2.3e-05 1/°C
Thermal	
Isotropic Thermal Conductivity	0.16 W/mm·°C
Specific Heat Constant Pressure	9e+05 mJ/kg·°C

Figura 55: Proprietà Al6082. Da Hasselström e Nilsson [11].



5.1.5 Carico e condizioni al contorno

Per le condizioni di vincolo si è imposto il fissaggio delle due ali laterali. Tutte le

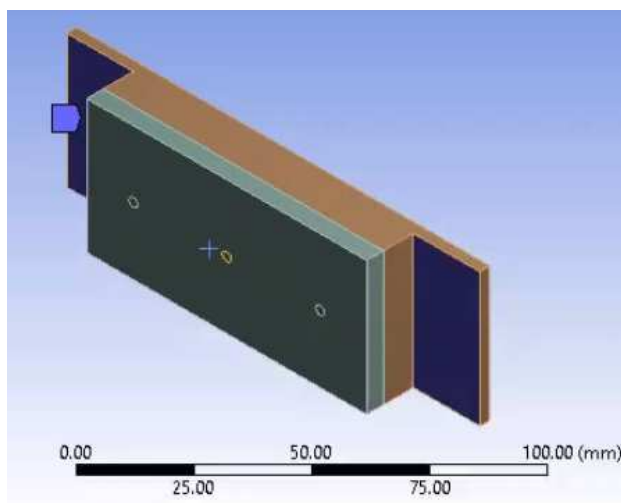


Figura 56: Condizioni di vincolo

forze applicate sono riferite al sistema di riferimento mostrato in Fig. 57. Le forze

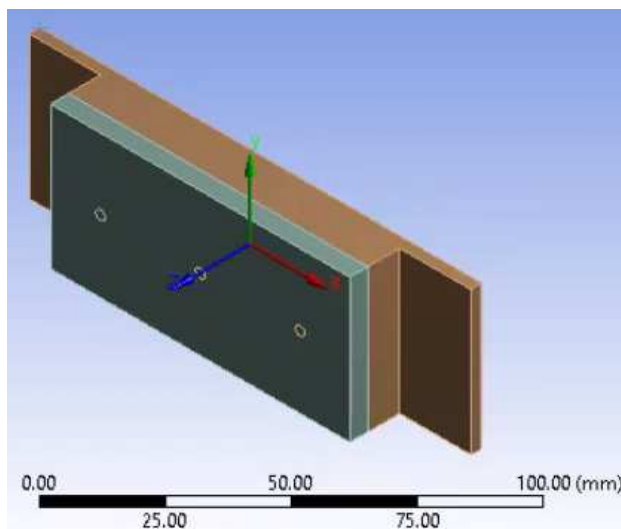


Figura 57: Sistema di riferimento usato per la definizione dei carichi

applicate ai gambi, e quindi alla piastra riscaldata (2) sono rappresentate in Fig. 58. A fronte di un momento applicato di 1.1 Nm a ciascuna vite, si è imposta una condizione del tipo "Bolt Pretension" pari a 2'500 N per ogni vite. Il carico è stato applicato in due tempi, nel cui secondo tempo è stata usata la funzione "lock" di ANSYS alle pretensioni, che ha la funzione di bloccare gli spostamenti del gambo della vite.

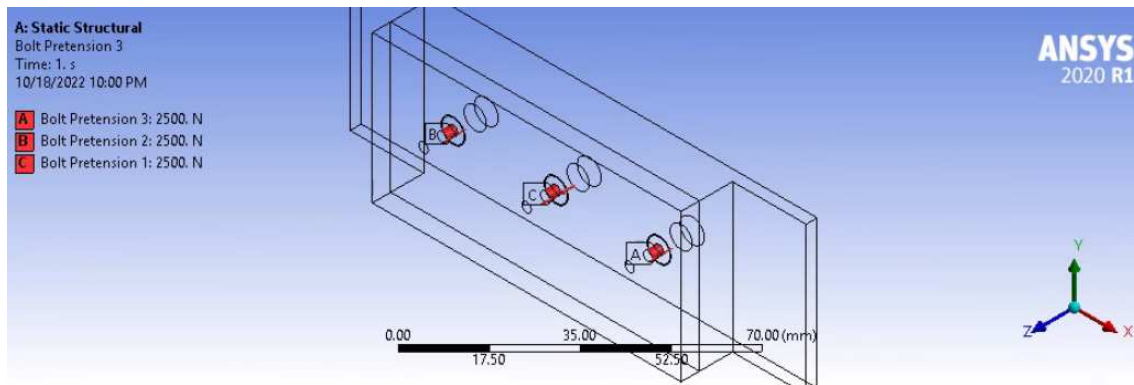


Figura 58: Carichi applicati

5.1.6 Risultati

I risultati sono riferiti al secondo *timestep*. Si è utilizzato lo strumento del *Contact Tool* per valutare il gap fra le due superfici. Il risultato ottenuto è riportato in Fig. 59 dove l'area rossa, ovvero dove le due superfici sono a contatto, è un'ellisse avente l'asse maggiore (lungo l'asse x) pari a circa 14 mm ($r_x = 7\text{mm}$) e l'asse minore (y) pari a 12 mm circa ($r_y = 6\text{mm}$). La superficie di contatto fra le due piastre, risulta essere pari a circa 132 mm^2 . La misura è stata presa utilizzando la selezione manuale dei nodi della mesh e quindi andando a misurare la distanza fra questi. In questa fase sono state prese più misure in punti diversi del perimetro dell'area rossa per avere una misura per quanto possibile accurata.

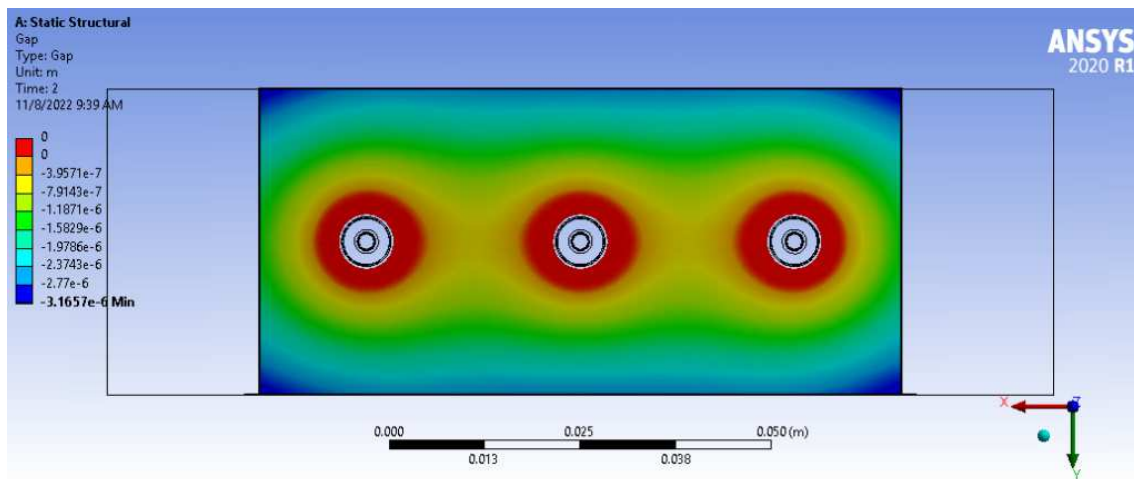


Figura 59: Risultati GAP ANSYS

In Fig. 59 il rosso rappresenta le superfici sono a contatto, il blu le superfici sono ad una distanza di $3 \cdot 10^{-6}$ mm. Come ulteriore metodo di misura è stata usata una funzione di ANSYS chiamata "User Defined Result" che permette di creare uno strumento su misura dall'utente. In Fig. 60 è rappresentata la distanza fra le due superfici. La scala cromatica rappresenta la distanza dei punti dall'origine, in blu i

punti più vicini, in rosso i punti più lontani. Il trasparente invece, indica quando che le due superfici sono a contatto. È stata definita un'espressione che permette di delineare la superficie a contatto e l'esito è riportato in Fig. 60. Il risultato calcolato è sensibile alle dimensioni della mesh e l'errore che si commette è uguale alla dimensione dell'elemento.

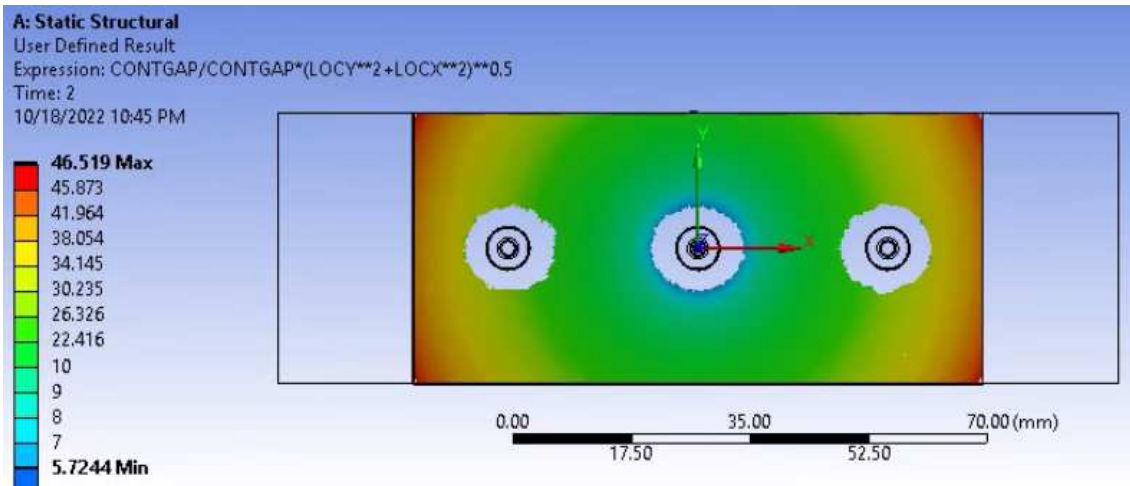


Figura 60: Risultati ottenuti con User defined result

5.1.7 Conclusioni

Confrontando i risultati in Fig. 40 e quelli ottenuti tramite ANSYS, e le misure rilevate dal modello con quelle riportate dalla fonte, si può concludere che gli esiti sono concordi. In Fig. 61 vengono riportate le pressioni di contatto risultate dalle simulazioni.

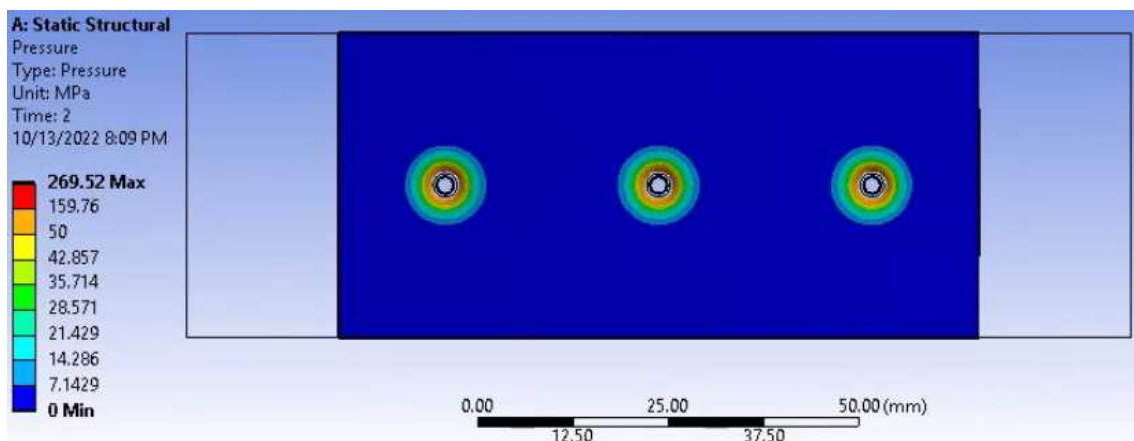


Figura 61: Pressioni di contatto secondo ANSYS

L'esperimento di Hasselström e Nilsson però non permette di misurare con precisione ΔT e q perché non sono uniformi sulla superficie a causa del gradiente di

pressione elevato. I due autori, infatti, utilizzano un metodo per ricavarle: il metodo dell'*Inverse heat transfer method* che è un metodo che permette di ricostruire iterativamente le distribuzioni di flusso termico e di temperatura a partire da misure puntuali ottenute con le termocoppie e analisi numeriche.

È necessario, quindi, cercare altri set-up sperimentali che permettano di misurare la conducibilità termica di contatto h_c rimuovendo tutti quei fattori che la rendono non lineare, come per esempio la variazione della pressione di contatto all'interfaccia o la non uniformità di distanza fra le superfici come riportato in Fig. 34 o ancora la multi-direzionalità del flusso termico.

5.2 Influenza della conduttanza di contatto sulla potenza richiesta al riscaldatore in un set-up a pressione uniforme

Al fine di verificare la bontà del setup proposto in Fig. 53 nella stima della conduttanza termica di contatto, si propone una simulazione numerica in cui si andranno ad imporre delle conduttanze termiche di contatto h_c e misurare il salto di temperatura ΔT corrispondente. L'applicazione del flusso termico è effettuata tramite un blocchetto di rame raffreddato posto sul fondo della pila di provini ed uno riscaldato posto sulla sommità. Si è scelto il rame come materiale, perché ha le stesse proprietà meccaniche del provino più debole, quindi è in grado di sopportare gli stress meccanici dei provini (avendo anche al stessa superficie), ma soprattutto per la sua alta conducibilità termica. Il blocchetto raffreddante presenta un foro passante da 1/4". In questo scorre acqua altamente purificata a 22 °C con una portata sufficientemente alta da garantire una temperatura costante all'interfaccia fra blocchetto e provino. Si è scelto il rame rispetto all'AISI304 perché ha una grande conducibilità termica.

Per la parte riscaldante si utilizza un blocchetto sempre in rame con un alloggiamento per esempio di una resistenza a cartuccia.

Le dimensioni dei due blocchetti sono: $20 \times 20 \times 20$ ciascuno.

5.2.1 Geometria

5.2.2 Contatti fra i componenti

Gli accoppiamenti sono tutti di tipo Rough.

5.2.3 Materiali

I materiali sono l'AISI 304 con le proprietà riportate in Tabella 4 ed il rame con le proprietà riportate in Tabella 3.

5.2.4 Mesh

Per la mesh si sono utilizzati elementi tetraedrici della dimensione di tipo TET10 della dimensione di 5 mm per tutti i corpi eccezion fatta per l'interfaccia di contatto dei due provini in cui è stata imposta una mesh superficiale di elementi TET10 con la dimensione di 1 mm rappresentata in Fig. 62.

5.2.5 Carico e condizioni al contorno

Nella fase di simulazione si sono inseriti alcuni valori della conduttanza termica di contatto compresi nel range di valore trovato in letteratura. I valori che sono stati utilizzati sono: $200 \text{ W/m}^2\text{K}$, $2000 \text{ W/m}^2\text{K}$ e $20000 \text{ W/m}^2\text{K}$. I quali valori sono stati inseriti tra tutte le interfacce rame-acciaio. Per le interfacce rame-rame invece, si è lasciato il valore di default controllato dal software. I contatti fra i componenti ed i materiali sono i medesimi di quelli sopra descritti. Si è imposto un flusso

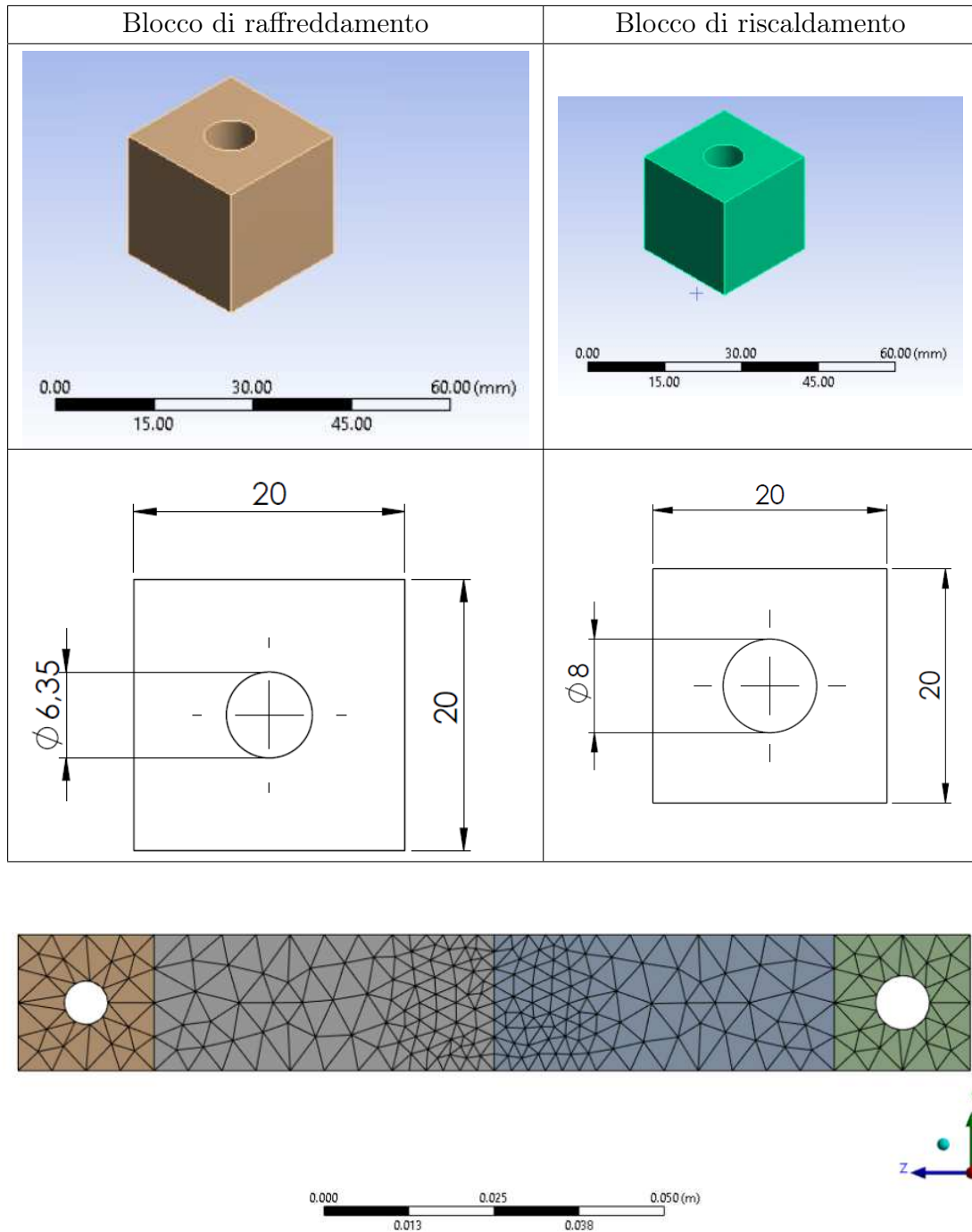
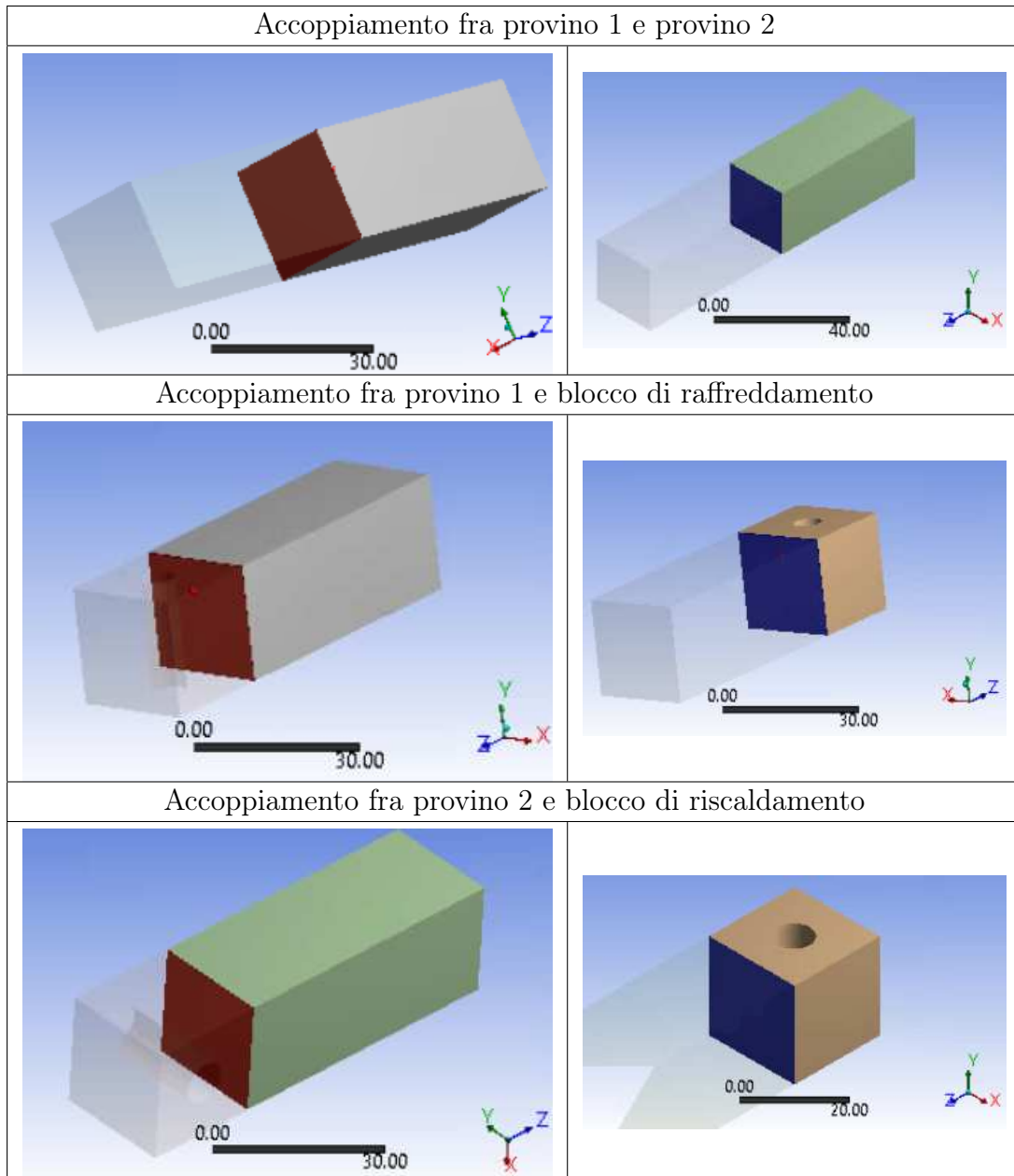


Figura 62: Mesh blocchi e campioni

termico di 5W sul blocco in cui va inserita la resistenza a cartuccia, ed una temperatura di 22°C sulla faccia su cui scorre il flusso di fluido refrigerante. Una volta fatto questo, si è andati a misurare la temperatura lungo l'asse dei provini a diverse distanze dall'interfaccia. Le misure delle temperature sono state rilevate grazie al comando *probe* a partire dall'interfaccia di contatto. Le coordinate sono positive per il provino in Rame e negative per il provino in Acciaio. Le distanze in cui si sono



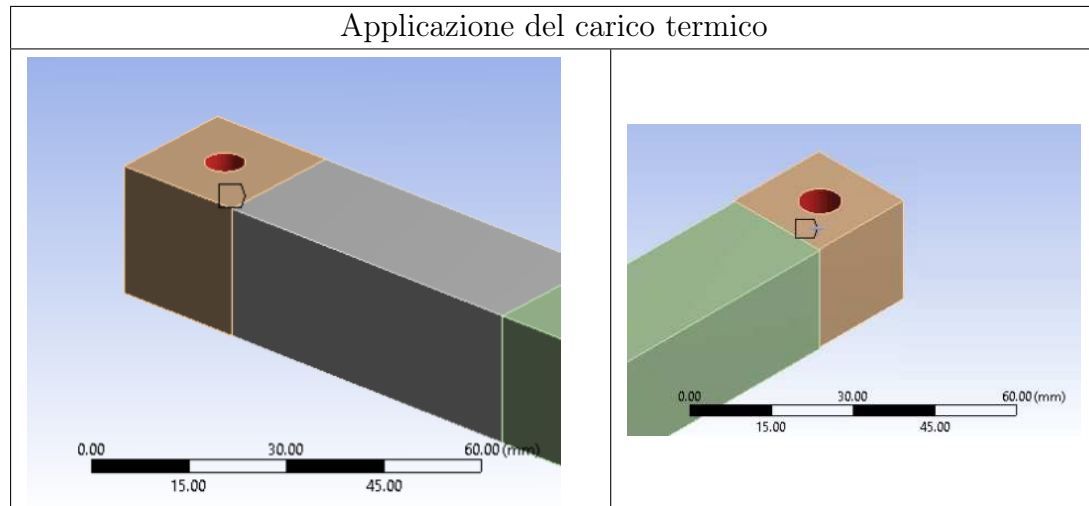
andate a misurare le temperature sono riportate in Fig. 64. I valori sono riportati in Tabella 5.

In un secondo tempo si è imposto un flusso termico di 10 W. Questo per generare una differenza di temperatura all'interfaccia maggiore anche nel caso in cui la conduttanza termica di contatto h_c fosse pari a $20\,000\text{ W/m}^2\text{K}$.

I risultati sono riportati in Tabella 6 ed in Fig. 65.

5.2.6 Risultati

I risultati sono riferiti ai provini dopo l'applicazione del carico termico. Si è utilizzato lo strumento *Temperature* per osservare la distribuzione di temperature lungo il treno di campioni. Un esempio dell'andamento delle temperature è riportato in Fig. 63.

**B: Steady-State Thermal**

Temperature
 Type: Temperature
 Unit: °C
 Time: 1 s
 11/30/2022 5:41 PM

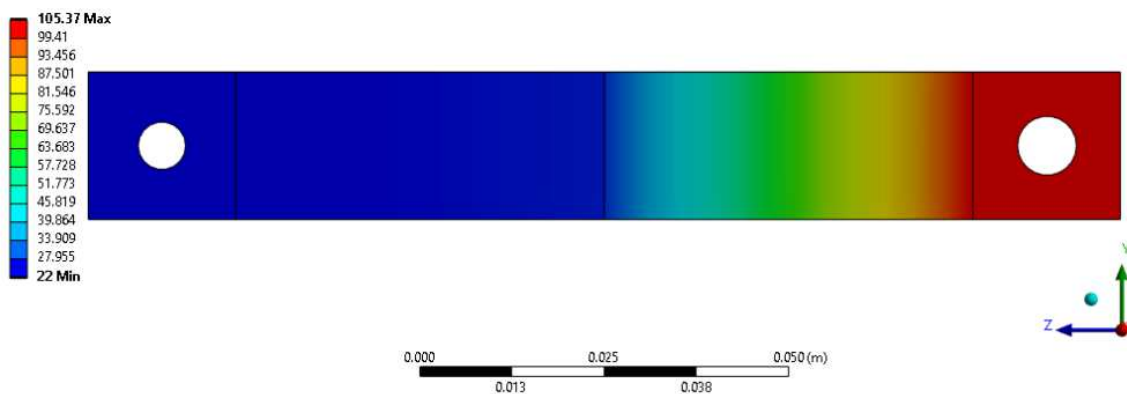


Figura 63: Temperature campioni con $q=10\text{W}$ e $h_c = 20\,000\text{ W/m}^2\text{K}$

Si può notare in Tabella 5 e Tabella 6 come, nel caso di $h_c = 200\text{ W/m}^2\text{K}$ si abbia il salto di temperatura maggiore all'interfaccia. Misurare il salto di temperatura all'interfaccia, per un valore di $h_c = 20\,000\text{ W/m}^2\text{K}$ risulta essere complesso visto che il salto di temperatura è molto basso. A tal fine si è aumentato il flusso termico da 5 a 10W. Infatti nei casi con conducibilità termica elevata è necessario aumentare la potenza per poter misurare il gradiente di temperatura.

5.2.7 Dilatazione termica dei provini

Come riporta il database di ANSYS, il coefficiente di dilatazione termica per il rame e per l'acciaio vale rispettivamente

$$\alpha_{Cu} = 1.8 \cdot 10^{-5} \text{ K}^{-1}$$

$$\alpha_{SS} = 1.7 \cdot 10^{-5} \text{ K}^{-1}$$

q = 5 W			
	$h_c = 200 W/m^2K$	$h_c = 2000 W/m^2K$	$h_c = 20000 W/m^2K$
dist [mm]	Temp [°C]	Temp [°C]	Temp [°C]
-50	127.70	71.47	65.84
-40	119.43	63.20	57.57
-30	111.2	54.90	49.30
-20	102.88	40.65	41.02
-10	94.60	38.37	32.75
-0.01	86.37	30.13	24.51
0.01	23.84	23.84	23.84
10	23.53	23.53	23.53
20	23.22	23.22	23.22
30	22.91	22.91	22.91
40	22.60	22.60	22.60
50	22.28	22.28	22.28

Tabella 5: Temperature lungo i provini con q = 5 W.

q = 10 W			
	$h_c = 200 W/m^2K$	$h_c = 2000 W/m^2K$	$h_c = 20000 W/m^2K$
dist [mm]	Temp [°C]	Temp [°C]	Temp [°C]
-50	223.39	120.95	109.7
-40	216.86	104.39	93.14
-30	200.29	87.84	76.59
-20	183.76	71.29	60.04
-10	167.21	54.74	43.49
-0.01	150.74	38.27	27.02
0.01	25.69	25.69	25.69
10	25.07	25.07	25.07
20	24.44	24.44	24.44
30	23.82	23.82	23.82
40	23.20	23.20	23.20
50	22.56	22.56	22.56

Tabella 6: Temperature lungo i provini con q = 10 W

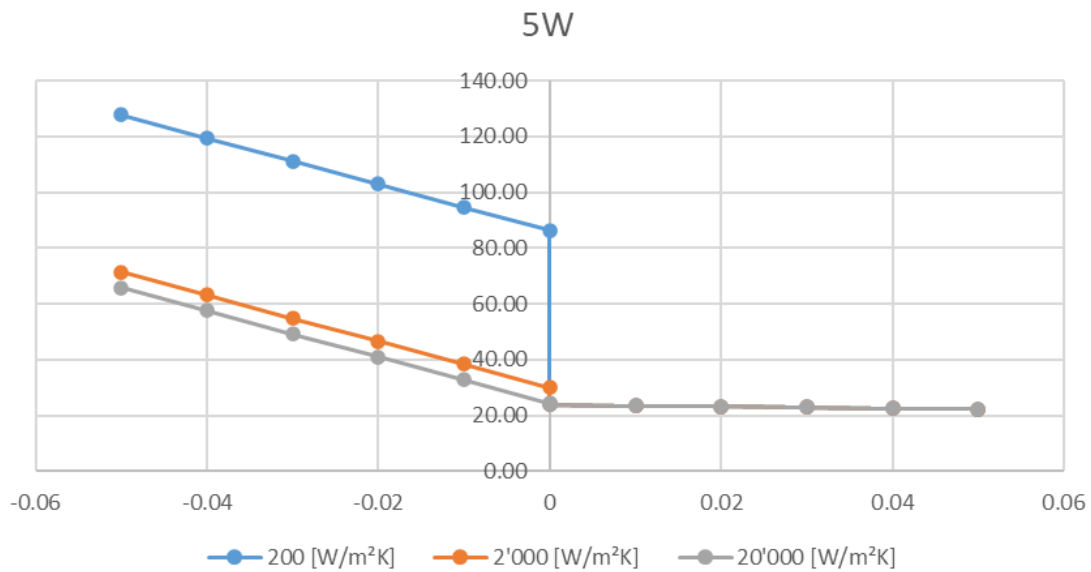


Figura 64: Temperature rilevate lungo i provini per un flusso termico di 5 W. L'asse delle ascisse è in [mm], le ordinate in [°C]

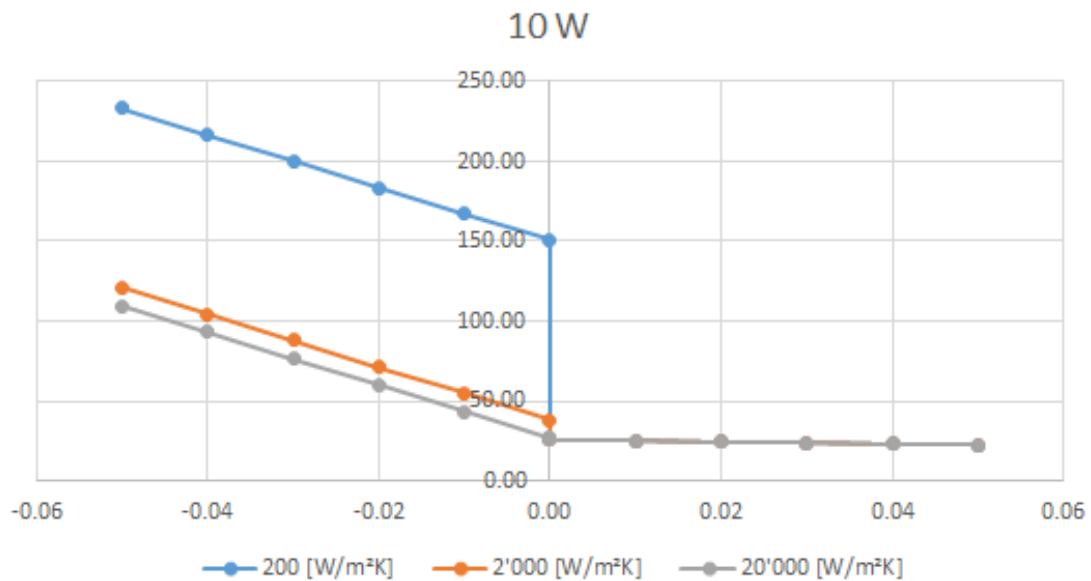


Figura 65: Temperature rilevate lungo i provini per un flusso termico di 10 W. L'asse delle ascisse è in [mm], le ordinate in [°C]

L'allungamento in z del provino i -esimo è stato calcolato come:

$$\Delta l_i = \alpha_i \cdot (T_{media_i} - T_{amb}) \cdot L \quad (5.1)$$

dove T_{media} è la temperatura media del provino dopo aver applicato il carico termico. L è la lunghezza del provino, pari a 50 mm; T_{amb} è la temperatura ambientale pari

a 22°C. In Tabella 7 sono riportati i risultati divisi per materiale.

RAME			
Δl_{Cu} [mm]	$h_c = 200 \text{ W/m}^2\text{K}$	$h_c = 2\,000 \text{ W/m}^2\text{K}$	$h_c = 20\,000 \text{ W/m}^2\text{K}$
q = 5 W	0.001	0.001	0.001
q = 10 W	0.002	0.002	0.002

AISI304			
$\Delta l_{AISI304}$ [mm]	$h_c = 200 \text{ W/m}^2\text{K}$	$h_c = 2\,000 \text{ W/m}^2\text{K}$	$h_c = 20\,000 \text{ W/m}^2\text{K}$
q = 5 W	0.072	0.0024	0.02
q = 10 W	0.14	0.05	0.04

Tabella 7: Dilatazioni termiche in mm dei provini con lunghezza pari a 50 mm, nei tre casi di h_c e nei due casi di flusso termico imposto q .

5.3 Analisi strutturale e termica di un set-up a pressione uniforme

È necessario quindi, ideare una struttura in grado di permettere l'applicazione dei carichi meccanici e termici richiesti. A tal fine si è pensato di utilizzare un telaio che concettualmente avesse la forma definita in Fig. 53, ma ottimizzato al caso specifico. Dopo varie iterazioni, si è giunti ad una forma simile a quella di Bagrets et al. [2] (Fig. 66).

5.3.1 Telaio

La pressione di contatto che si vuole applicare ai provini arriva fino a 20 MPa applicata su un'area di 400 mm^2 . Ciò significa che la struttura deve resistere ad una forza massima di 8000 N. Viste le forze in gioco si è pensato di utilizzare l'AISI304. Questa decisione è stata influenzata anche dai costi dei materiali.

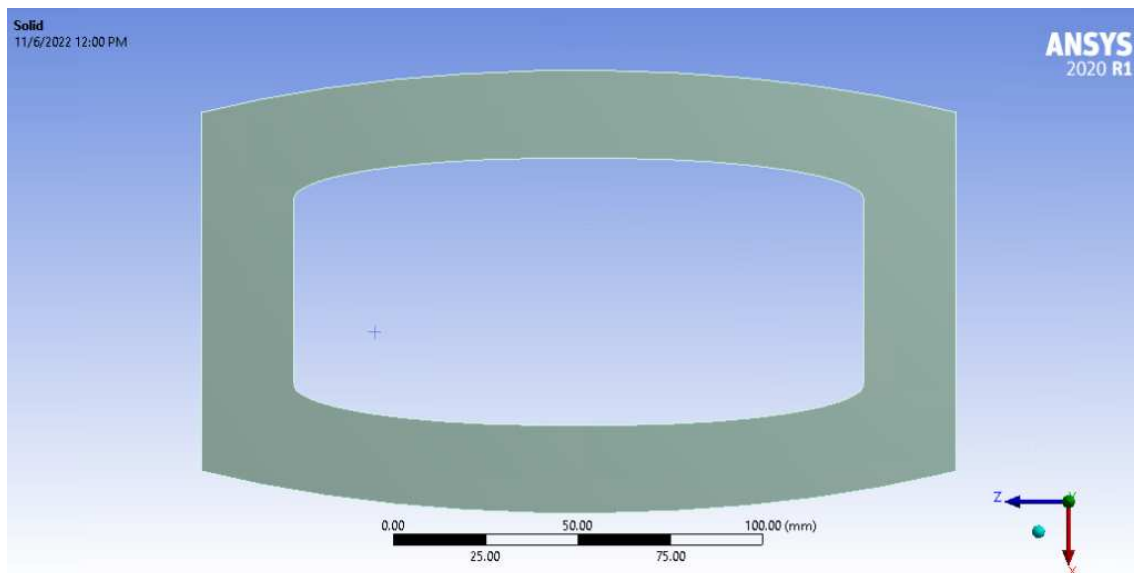


Figura 66: Telaio

Se invece, si volesse creare una struttura esterna alla camera a vuoto per l'applicazione del carico dando, la possibilità ai provini di dilatarsi a seguito delle sollecitazioni termiche, allora ci si ispirerebbe alla struttura proposta da Madhusudana [16] riportata in Fig. 68.

Nel secondo caso, per applicare 20 MPa su 400 mm^2 , il peso da applicare varia a seconda della lunghezza del braccio. Quanto più è lungo in braccio, meno peso serve. Il vantaggio di questo set-up è quello di avere il carico costante al variare della temperatura dei provini. Il contro è che il sistema è ingombrante ed è necessario un magazzino con vari pesi.

Si potrebbe pensare di applicare il carico tramite un pistone pneumatico, al posto dei gravi ma si andrebbe a perdere la costanza del carico.

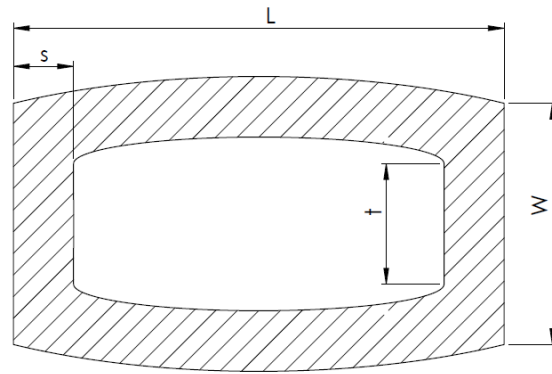


Figura 67: Disegno telaio

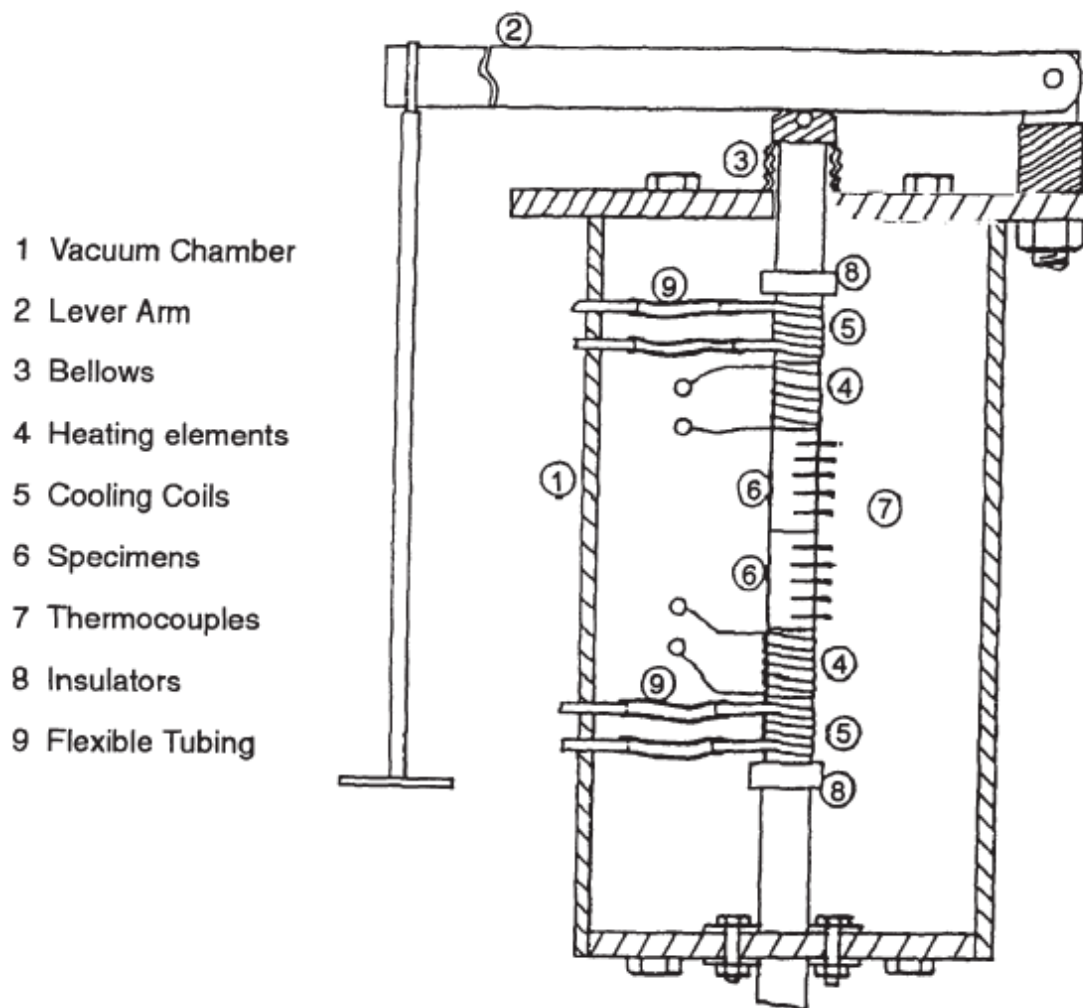


Figura 68: Set-up adattato da Madhusudana [16]

Nella presente tesi si vuole approfondire il primo set-up proposto. Venendo al primo caso, si propone un dimensionamento.

5.3.2 *Dimensionamento statico*

Si ricorda che la prova andrà effettuata con una pressione massima di 20 MPa su una superficie di 400 mm². Per dimensionare la struttura si considerano questi due parametri come sollecitazioni esterne. Con riferimento alla Fig. 67 partendo dalle braccia esterne di lunghezza L , a sezione quadrata, si vuole determinare l'area minima. Sapendo che la tensione a snervamento dell'AISI304 è di 192 MPa, e che i bracci sono due, la sezione minima dei bracci è di 21 mm². Questa sezione però non può essere accettata a causa della deformazione che andrebbero a subire in seguito al carico applicato e all'aumento di pressione a causa delle dilatazioni termiche relative. È necessaria infatti, una struttura che sia abbastanza rigida da garantire una certa costanza della pressione applicata sui provini. Si è quindi proceduto a cercare un buon compromesso fra sezione (quindi peso e costi del materiale) e rigidità grazie a simulazioni eseguite con ANSYS.

5.3.3 *Mesh*

La mesh utilizzata a tale scopo è rappresentata in Fig. 69. È composta di elementi tetraedrici della dimensione di 5 mm, ma affinata sulle facce a contatto dei due provini e nelle due sedi dei blocchi di rame, alla dimensione di elemento pari a 2,5 mm. L'elemento è del tipo TET10.

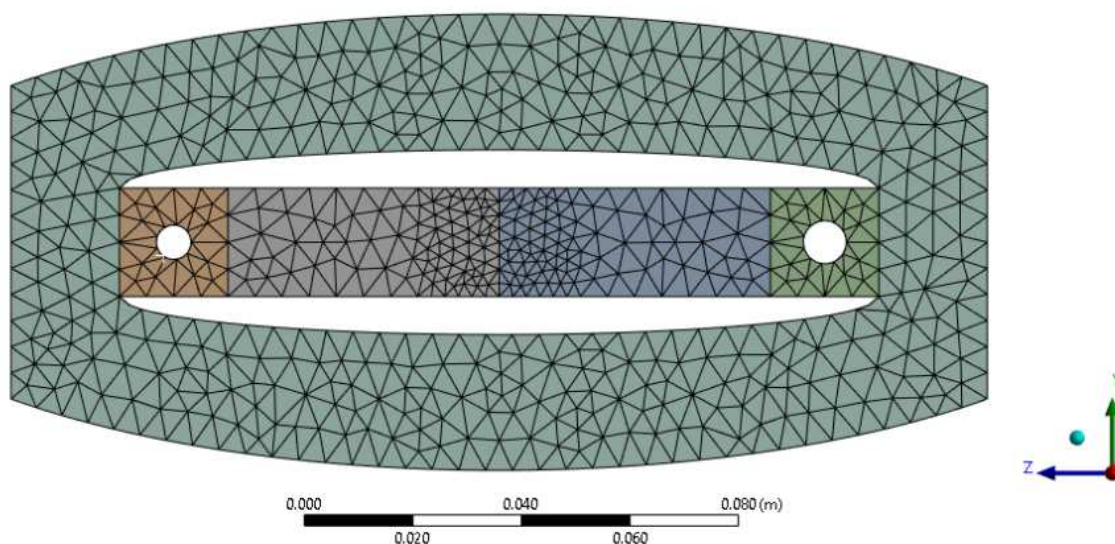


Figura 69: Mesh Telaio e provini

5.3.4 *Carico e condizioni al contorno*

Per le condizioni di vincolo si è imposto il fissaggio del telaio con un vincolo di tipo "Fixed support" come mostrato in Fig. 70. A tal fine si potrebbe utilizzare una vite come Bagrets et al. [2] o una piastra di materiale riscaldato inserito tra blocco

di rame ed il telaio che riscaldandosi e dilatandosi applicasse il carico fra il telaio ed i provini. Al netto del metodo di applicazione si simula l'azione del sistema di carico e la reazione del telaio. Ipotizzando di applicare il carico tramite una vite, si simula la presenza di questa tramite un areola con dimensioni pari alla sezione del gambo della vite, sia sul provino sia sul telaio. Si applica quindi una pressione sul blocco di rame raffreddato e l'azione uguale e contraria sulla faccia del telaio. La pressione viene applicata in questo modo per simulare l'azione e la reazione che questa applicherebbe ai due componenti. Si applica un carico tale che all'interfaccia dei provini si raggiungano i 20 MPa.

Nei capitoli successivi si andranno a quantificare le deformazioni e la distribuzione della pressione di contatto all'interfaccia a seguito dell'applicazione del carico termico.

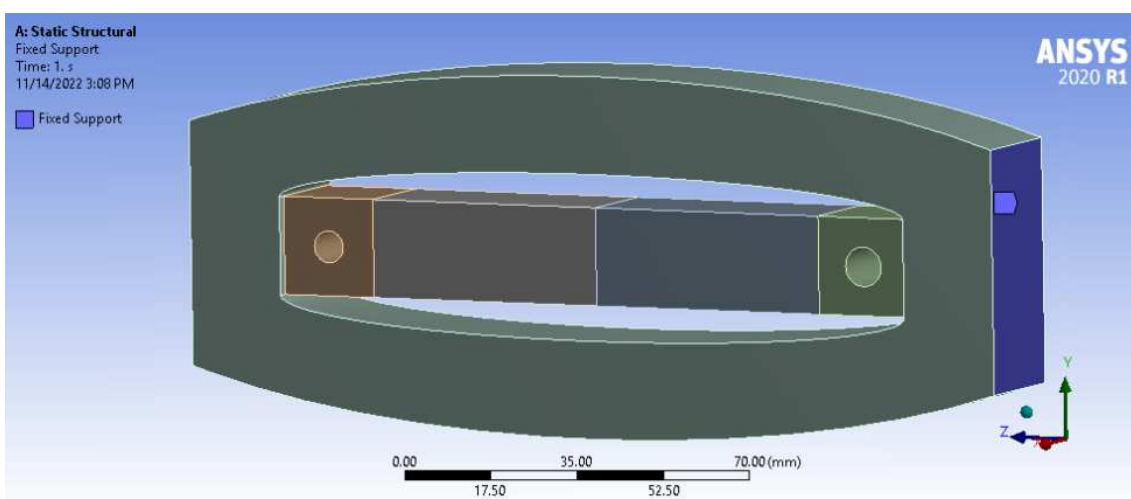
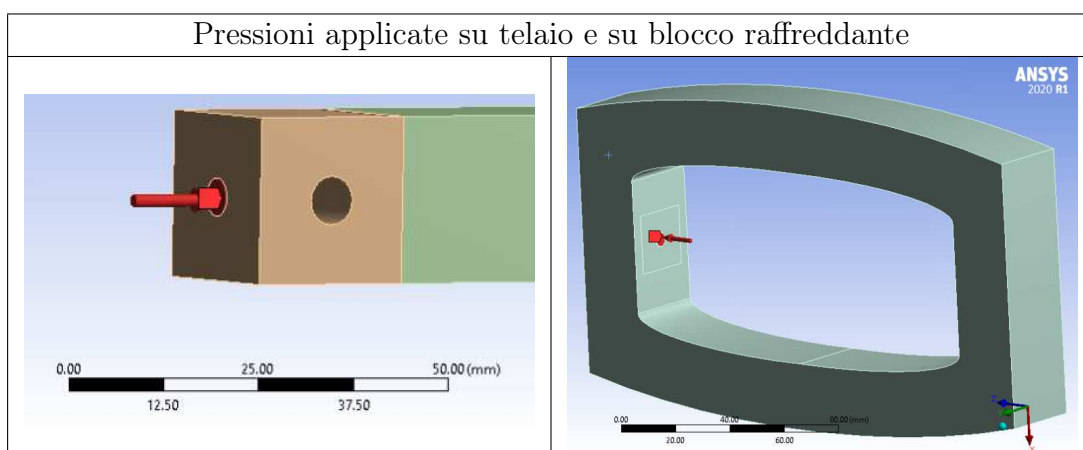


Figura 70: Fissaggio telaio



5.3.5 *Risultati*

Dopo varie iterazioni e simulazioni si sono trovate delle misure compatibili con le necessità del problema. Queste sono riportate in Tabella 8 con riferimento alla Fig. 67. La sezione rettangolare dei bracci ha come dimensioni: 25×25 mm. Essendo due, l'area resistente complessiva dei bracci è di $1\,200\text{ mm}^2$.

parametro	[mm]
L	180
s	20
t	20
W	50

Tabella 8: Misure telaio

Lo spostamento massimo lungo l'asse z vale:

- -0.03 mm per il blocco di rame raffreddante;
- +0.01 mm per il telaio;

come mostrato in Fig. 71. Deformazioni considerate accettabili.

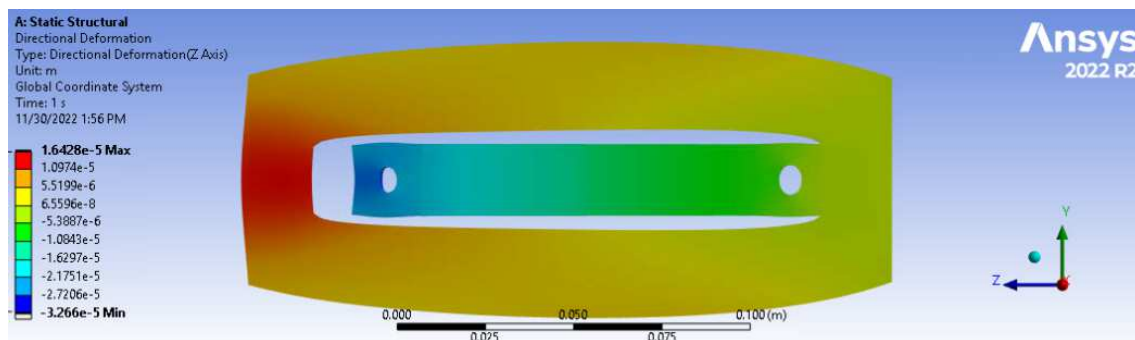


Figura 71: Deformazione lungo asse z

5.3.6 *Distribuzione della pressione all'interfaccia*

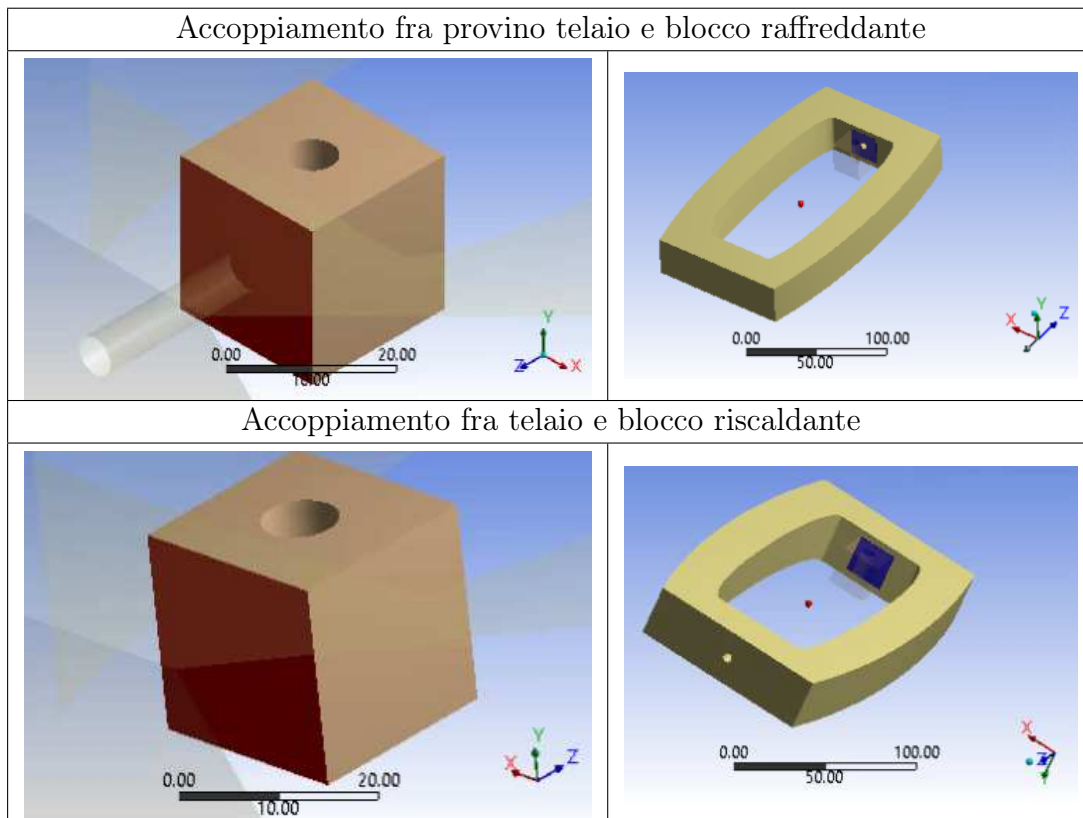
Con le condizioni al contorno di cui sopra, grazie al *Contact Tool*, *Pressure* si è verificata la distribuzione di pressione all'interfaccia fra i due provini, tenendo conto del carico meccanico ma anche del carico termico. Si è osservato che la pressione all'interfaccia è costante. Attenzione però con questo tipo di applicazione del carico, difficilmente si riesce a raggiungere una pressione di 20 MPa all'interfaccia a meno che non si usino bullonerie con diametri importanti.

5.4 Distribuzione della temperatura sul telaio

Per studiare la distribuzione della temperatura sul telaio, grazie ad ANSYS si sono assemblati i provini ed i blocchetti, imponendo il flusso termico nelle rispettive facce. Fatto ciò si è ottenuta la distribuzione delle temperature sul telaio.

5.4.1 *Contatti fra componenti*

Oltre agli accoppiamenti già esposti sopra, sono stati aggiunti gli accoppiamenti riportati di seguito, tutti di tipo Rough.



5.4.2 *Materiali*

Il materiale del telaio è AISI304 con le proprietà descritte in Fig. 4.

5.4.3 *Mesh*

La mesh è di tipo strutturata di elementi tetraedrici ANSYS TET10 della dimensione di 5 mm, con una dimensione di 2.5 mm per la faccia a contatto fra i due provini e per la sedi cilindriche dei blocchi in rame (Fig. 69).

5.4.4 Carico e condizioni al contorno

I parametri che si sono utilizzati per l'applicazione del carico termico sono stati i più gravosi: $h_c = 20\,000\text{ W/m}^2\text{K}$ su tutte le interfacce rame - acciaio e $q = 10\text{ W}$. La pressione di contatto è stata lasciata pari a 20 MPa ed applicata come nel paragrafo 5.3.4.

5.4.5 Risultati

Si è utilizzato lo strumento *Temperature* per osservare la distribuzione delle temperature lungo il telaio che è riportata in Fig. 72.

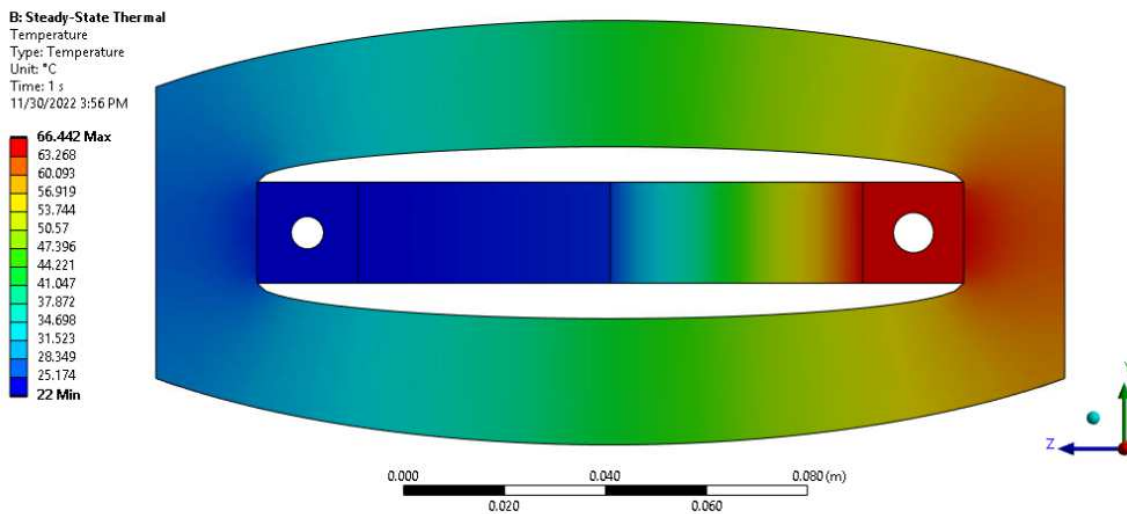


Figura 72: Temperature telaio con provini, $h_c = 20\,000\text{ W/m}^2\text{K}$ e $q = 10\text{ W}$

Si può notare come le temperature dei provini siano più basse rispetto alla simulazione precedente a causa del flusso termico che viene disperso lungo il telaio. Questo effetto va ad alzare le temperature del telaio andando ad inficiare sulla resistenza dello stesso che subirà una maggiore deformazione; ed in oltre indurrà delle dilatazioni termiche non volute sul telaio.

I salti di temperatura all'interfaccia sono riportati di seguito:

ΔT [K]	$h_c = 200\text{ W/m}^2\text{K}$	$h_c = 2\,000\text{ W/m}^2\text{K}$	$h_c = 20\,000\text{ W/m}^2\text{K}$
$q = 5\text{ W}$	32	3.5	0.3
$q = 10\text{ W}$	65	7.3	0.7

Tabella 9: Stima del salto di temperatura all'interfaccia, al variare della conduttanza termica di contatto e del flusso termico imposto.

5.5 Dilatazione termica telaio

A causa del gradiente termico lungo il telaio è presente una deformazione termica che varia la lunghezza del telaio. È quindi necessario quantificarne l'entità al fine di verificare che non sia superiore a quella dei provini rischiando così di smontare il set-up.

La conduttanza termica di contatto h_c fra rame e acciaio è stata impostata a seconda del caso, mentre quella fra rame e rame è stata lasciata quella di default controllata dal programma. Variando le h_c si sono misurate temperature diverse dei provini, e tramite la (5.1) è stato calcolato l'allungamento in z .

Il riassunto delle dilatazioni termiche del telaio lungo z nei vari casi è riportato in Tabella 10.

Δl [mm] Telaio	$h_c = 200W/m^2K$	$h_c = 2000W/m^2K$	$h_c = 20000W/m^2K$
$q = 5$ W	0.134	0.048	0.039
$q = 10$ W	0.268	0.095	0.077

Tabella 10: Stima della dilatazione termica [mm] lungo l'asse z del telaio ($L = 180mm$) in funzione del flusso termico imposto e della conduttanza termica di contatto h_c ipotizzata.

Questi valori si sono poi confrontati con le dilatazioni termiche stimate dei provini in funzione delle temperature che vengono ad avere per ogni simulazione provata. I risultati sono riportati in Tabella 11 per il provino in Rame ed in Tabella 12 per il provino in AISI304.

Da notare che, a causa delle basse temperature, le dilatazioni termiche del provino in rame sono pressoché nulle.

Δl [mm] Cu	$h_c = 200W/m^2K$	$h_c = 2000W/m^2K$	$h_c = 20000W/m^2K$
$q = 5$ W	0.0005	0.0005	0.0005
$q = 10$ W	0.001	0.0011	0.0011

Tabella 11: Stima della dilatazione termica [mm] lungo l'asse z del provino in rame ($L = 50mm$) in funzione del flusso termico imposto e della conduttanza termica di contatto h_c ipotizzata.

Δl [mm] AISI304	$h_c = 200W/m^2K$	$h_c = 2000W/m^2K$	$h_c = 20000W/m^2K$
$q = 5$ W	0.04	0.014	0.011
$q = 10$ W	0.08	0.029	0.022

Tabella 12: Stima della dilatazione termica [mm] lungo l'asse z del provino in Acciaio ($L = 50mm$) in funzione del flusso termico imposto e della conduttanza termica di contatto h_c ipotizzata.

Confrontando le dilatazioni termiche dei provini con quelle del telaio, secondo la regola

$$\Delta l_{Provini-Telaio} = \Delta l_{AISI304} + \Delta l_{Cu} - \Delta l_{Telaio}$$

si trovano i risultati riportati in Tabella 13.

$\Delta l_{Provini-Telaio}$ [mm]	$h_c = 200W/m^2K$	$h_c = 2\,000W/m^2K$	$h_c = 20\,000W/m^2K$
q = 5 W	-0.1	-0.03	-0.027
q = 10 W	-0.19	-0.07	-0.05

Tabella 13: Stima della differenza di dilatazione termica [mm] lungo l'asse z fra telaio e provini in funzione del flusso termico imposto e della conduttanza termica di contatto h_c ipotizzata.

Si nota subito che tutti i valori sono minori di zero. Questo significa che la struttura, con l'applicazione del carico termico, si smonta.

A fronte di questi risultati, nel caso in cui si volesse utilizzare questo set-up, si potrebbero invertire di posizione i provini, oppure utilizzare un isolatore termico fra il blocco riscaldante ed il telaio.

Si studia la prima soluzione, più economica e meno complessa.

Ipotizzando quindi di riscaldare il provino in rame e raffreddare il provino in acciaio, si ottengono le temperature rappresentate in Fig. 73 e Fig. 74.

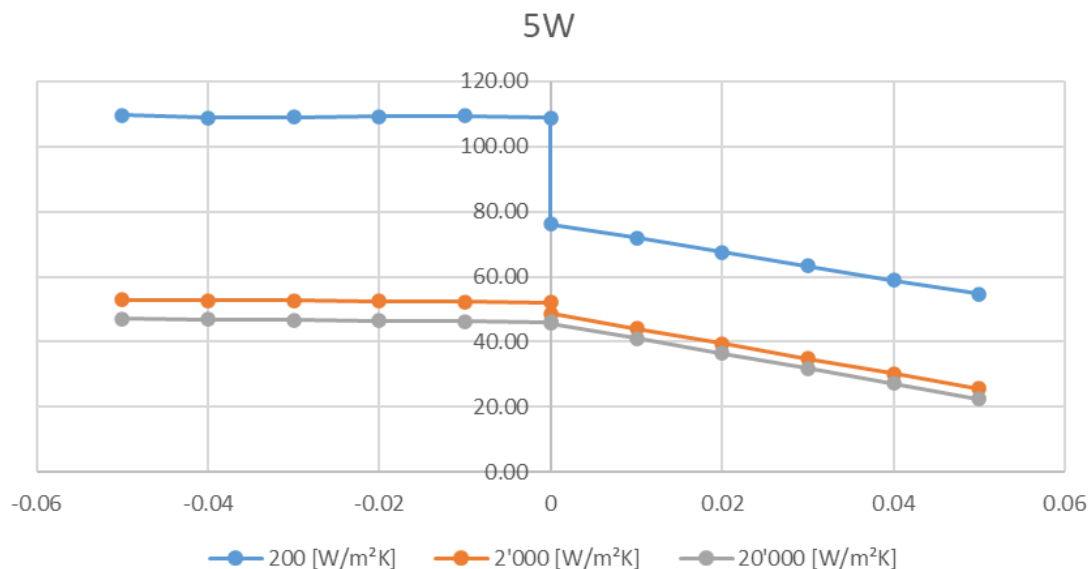


Figura 73: Temperature lungo i provini con rame lato caldo ed acciaio lato freddo, telaio non isolato

Si nota che le temperature sono tutte più alte rispetto al caso precedente, come si è voluto ottenere. Le dilatazioni termiche relative sono riportate in Tabella 14.

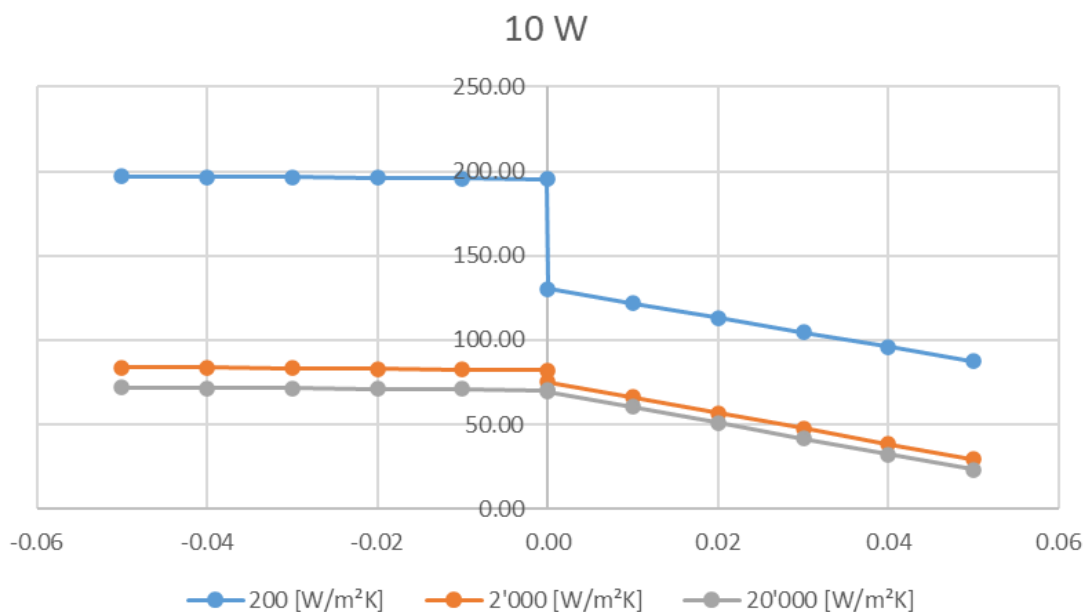


Figura 74: Temperature lungo i provini con rame lato caldo ed acciaio lato freddo, telaio non isolato

$\Delta l_{Provini-Telaio}$ [mm]	$h_c = 200W/m^2K$	$h_c = 2000W/m^2K$	$h_c = 20000W/m^2K$
$q = 5 W$	-0.08	-0.01	-0.007
$q = 10 W$	-0.15	-0.02	-0.014

Tabella 14: Stima della differenza di dilatazione termica [mm] lungo l'asse z fra telaio e provini in funzione del flusso termico imposto e della conduttanza termica di contatto h_c ipotizzata, con provini invertiti: Cu lato caldo e AISI304 lato freddo.

Si osserva in questo caso un leggero miglioramento, ma scambiare di posto i provini non sembra risolve il problema. Ecco che isolare termicamente il telaio diventa quindi fondamentale.

A fronte dei risultati ottenuti è stata simulata la presenza di una piastra isolante, che non verrà però utilizzata negli accoppiamenti delle macchine del progetto di RFX, ma solo in questo caso, al fine effettuare le misure termiche e di deformazione. Quanto detto sopra è stato fatto inserendo una conduttanza termica di contatto molto bassa fra il blocco di rame riscaldante ed il telaio. Quest'ultimo, restando a temperatura ambiente conserva la sua resistenza e non c'è dilatazione termica. I provini invece riscaldandosi, andranno ad aumentare la pressione di contatto fra loro e quindi sul telaio. Risulta importante perciò monitorare, grazie ad una cella di carico, il carico effettivamente applicato all'interfaccia.

L'isolamento termico permette inoltre di concentrare il flusso di calore totale lungo i due provini in modo che non si disperda lungo il telaio come mostrato in Fig. 76.

Le temperature che sono state rilevate sono uguali a quelle riportate in Tabella 64

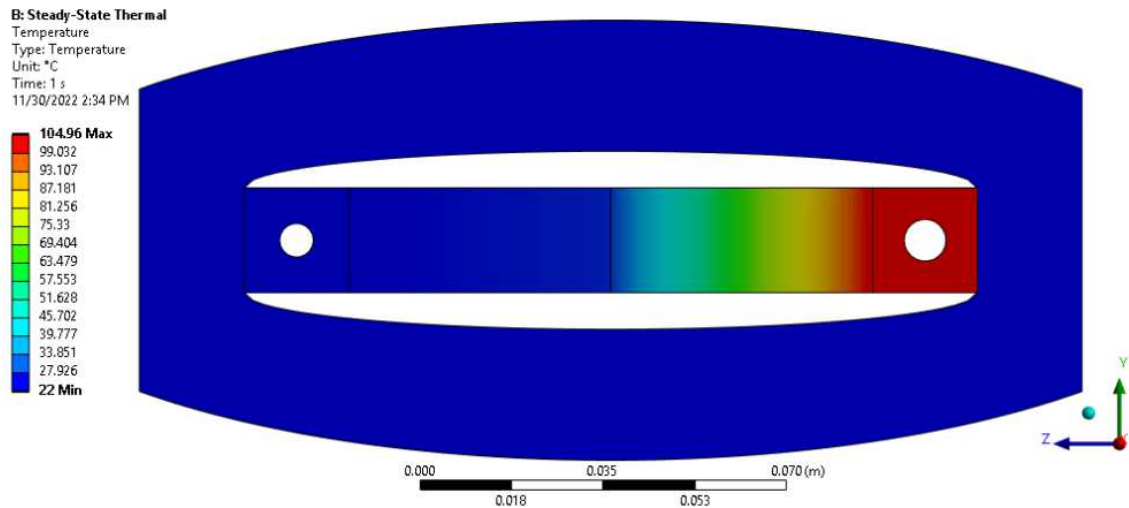


Figura 75: Esempio di temperature del telaio e dei provini con isolamento lato caldo, con provino in acciaio lato caldo e provino in rame lato freddo.

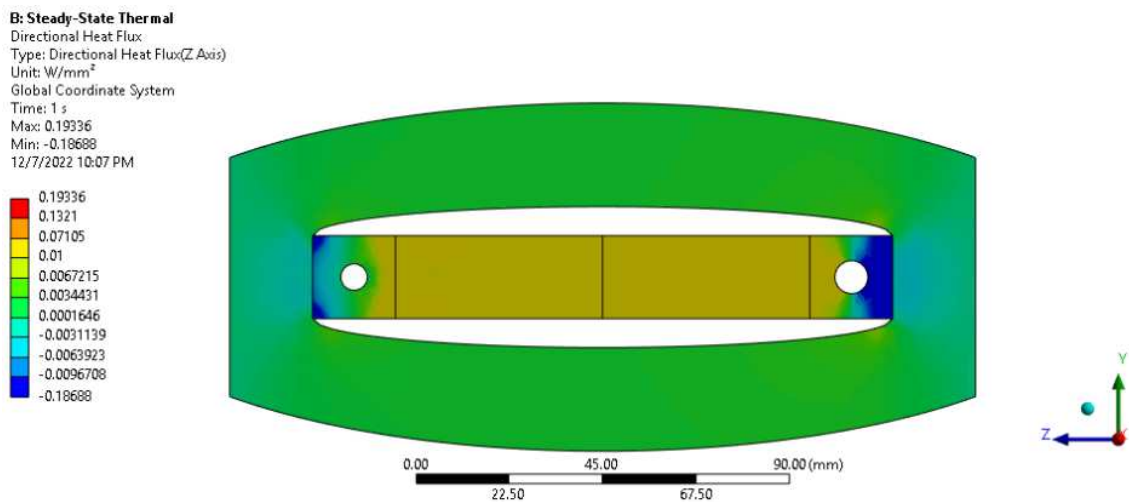


Figura 76: Flusso termico totale della struttura con i provini

e Tabella 65. Questo perché, grazie all'isolante termico nella parte calda, dal punto di vista termico è come se il telaio non fosse presente.

5.6 Calore disperso per irraggiamento

In questo paragrafo si vuole calcolare il calore disperso per irraggiamento tramite ANSYS. Lo si vuole calcolare in tutti e dodici i casi:

$q = 5 \text{ W}$, e $q = 10 \text{ W}$, con

1. Provino riscaldato in AISI304 e provino raffreddato in rame;
2. Provino riscaldato in rame e provino raffreddato in AISI304;

e con

1. $h_c = 200 \text{ W/m}^2\text{K}$;
2. $h_c = 2000 \text{ W/m}^2\text{K}$;
3. $h_c = 20000 \text{ W/m}^2\text{K}$.

5.6.1 Geometria

La geometria è la stessa del paragrafo 5.3.5.

5.6.2 Contatti fra i componenti

Gli accoppiamenti sono gli stessi del paragrafo 5.2.2 e 5.4.1. Agli accoppiamenti che contemplano rame e AISI304, vengono imposte le tre conduzioni di contatto nei tre momenti diversi, eccezion fatta per il contatto fra il blocco in rame riscaldante ed il telaio che viene tenuta costante e molto bassa simulando un isolamento termico fra i due componenti. Viene poi imposta una conduzione termica di contatto nulla fra il blocco riscaldante ed il telaio, simulando così la presenza di un isolatore termico interposto.

5.6.3 Materiali

I materiali sono gli stessi assegnati sopra con le stesse proprietà. Ci sono due casi di studio:

1. provino riscaldato in AISI304 e provino raffreddato in Rame;
2. provino riscaldato in Rame e provino raffreddato in AISI304.

5.6.4 Mesh

La mesh è di tipo strutturata di elementi tetraedrici ANSYS TET10 della dimensione di 5 mm, con una dimensione di 2.5 mm per la faccia a contatto fra i due provini e per la sedi cilindriche dei blocchi in rame. (Fig. 69).

5.6.5 Carico e condizioni al contorno

I carichi termici applicati sono due: 5 W e 10 W. Le facce su cui si calcola lo scambio termico per irraggiamento con l'ambiente esterno a 22°C sono riportate in Fig. 77. L'emissività dei due corpi è stata posta pari a 0.3 costante nella temperatura.

5.6.6 Risultati

I risultati ottenuti sono riportati in Tabella 15.

Si può notare che nel caso in cui la conduzione di contatto fosse pari a $200 \text{ W/m}^2\text{K}$, il calore verrebbe dissipato per irraggiamento non è per niente trascurabile.

Si nota inoltre che nel caso in cui c'è più dispersione verso l'ambiente è quello in cui

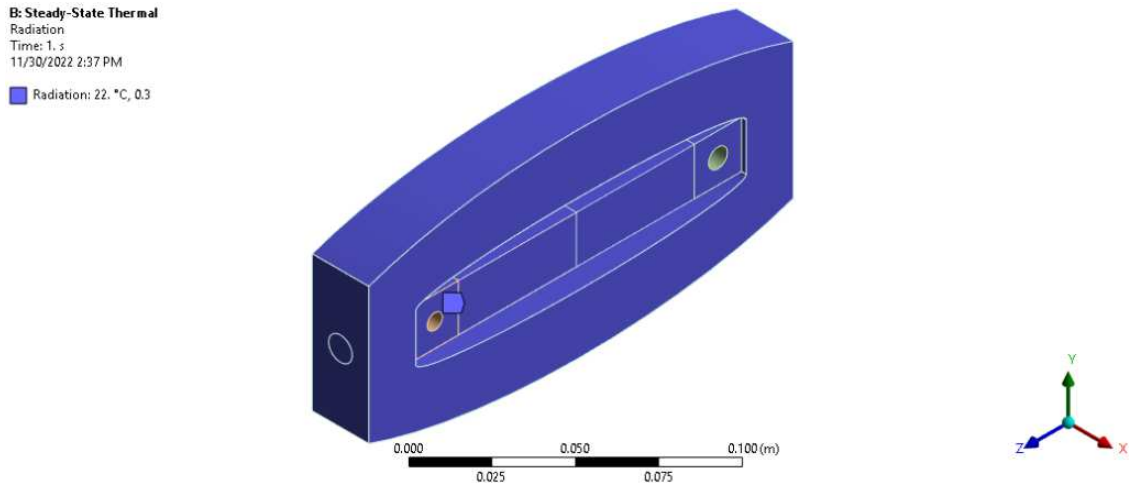


Figura 77: Le facce in blu sono quelle selezionate per il calcolo dello scambio termico per irraggiamento con l’ambiente.

Provino riscaldato: AISI304; provino raffreddato: Rame			
$T_{Cu} [K] - q_r [W] - T_{AISI304} [K]$			
q [W]	$h_c 200 W/m^2K$	$h_c 2000 W/m^2K$	$h_c 20000 W/m^2K$
5	296 - 1.3 (26%) - 360	296 - 0.4 (8%) - 323	296 - 0.4 (8%) - 318
10	297 - 3.5 (35%) - 410	297 - 1 (10%) - 353	297 - 0.9 (9%) - 341
Provino riscaldato: Rame; provino raffreddato: AISI304			
$T_{Cu} [K] - q_r [W] - T_{AISI304} [K]$			
q [W]	$h_c 200 W/m^2K$	$2000 W/m^2K$	$20000 W/m^2K$
5	420 - 3 (60%) - 370	330 - 1 (20%) - 350	330 - 0.7 (14%) 320
10	500 - 7 (70%) - 424	400 - 2.5 (25%) - 360	375 - 1.6 (16%) - 340

Tabella 15: Calore scambiato per irraggiamento tra provini ed ambiente [W]. Fra parentesi è riportata la quantità di calore ceduta verso l’ambiente in % rispetto al flusso termico imposto. Le temperature assolute riportate in Tabella sono le temperature medie della superficie dei provini.

il provino riscaldato è quello in AISI304.

È interessante osservare che nel caso in cui h_c fosse compresa nel range che va dalle migliaia alle decine di migliaia di W/m^2K , il calore disperso è molto simile. Il caso in cui c’è maggiore dispersione è quello in cui il provino riscaldato è quello in Rame.

5.7 ΔP dovuta alla dilatazione termica dei provini

Le dilatazioni termiche dei provini sono riportate in Tab. 7. A causa di queste dilatazioni termiche, la forza che agisce sul telaio cambia. La variazione di temperatura che viene considerata in questo caso è definita come la differenza tra la temperatura media (T_m) del provino e la temperatura ambientale (la temperatura alla quale è stato applicato il carico meccanico $T_{amb} = 22^\circ\text{C}$):

$$\Delta T = T_m - T_{amb}$$

Le temperature utilizzate per i calcoli sono quelle riportate nelle Tabelle 5 e 6. La variazione di forza in funzione della variazione di temperatura viene calcolata come:

$$\Delta F(T) = \alpha \cdot \Delta T \cdot E \cdot A \quad (5.2)$$

In Tab. 16 viene indicata la variazione della forza all'interfaccia dei provini a causa della dilatazione termica del provino considerato.

Per quanto riguarda il provino in Rame, per la potenza di $q = 5 \text{ W}$, si ha una $\Delta F = 841 \text{ N}$ che per una superficie di 400 mm^2 equivalgono a 2 MPa in più rispetto a quelli caricati nominalmente. Nel caso $q = 10 \text{ W}$, si ha una $\Delta F = 1683 \text{ N}$ che equivalgono ad un aumento di pressione all'interfaccia di 4 MPa .

ΔF [N]	$h_c = 200\text{W}/\text{m}^2\text{K}$	$h_c = 2\,000\text{W}/\text{m}^2\text{K}$	$h_c = 20\,000\text{W}/\text{m}^2\text{K}$
$q = 5 \text{ W}$	111 600	37 800	30 400
$q = 10 \text{ W}$	223 000	75 600	60 800

Tabella 16: Stima ΔF per provino in AISI304

A seguito di questi risultati, la variazione di pressione all'interfaccia a causa del provino in AISI304 è riportata in Tabella 17.

ΔP [MPa]	$h_c = 200\text{W}/\text{m}^2\text{K}$	$h_c = 2\,000\text{W}/\text{m}^2\text{K}$	$h_c = 20\,000\text{W}/\text{m}^2\text{K}$
$q = 5 \text{ W}$	279*	95	76
$q = 10 \text{ W}$	558*	189*	152

Tabella 17: Stima ΔP per provino in AISI304. I risultati sono stati ottenuti con modello di materiale lineare elastico. I valori contrassegnati con * sono valori che superano o si avvicinano alla tensione di snervamento dell'acciaio (192 MPa).

La variazione di pressione all'interfaccia, sommando i due provini, varia da un $+78 \text{ MPa}$ ad un $+558 \text{ MPa}$.

Questa variazione di pressione è troppo elevata e non è assolutamente accettabile. Per sopperire al problema si propone tramite un sistema PID, di riscaldare il telaio per indurre delle dilatazioni termiche calibrate in modo da arrivare ad avere le pressioni all'interfaccia volute e misurate da una cella di carico posta fra il blocco

in rame raffreddato ed il telaio.

Pressioni così elevate danneggiano la struttura. Si nota che comunque la pressione è abbastanza uniforme al centro dell'interfaccia, nonostante si sia applicato il carico meccanico attraverso l'areola.

5.8 Verifica distribuzione pressione

A seguito dei carichi termici applicati e del carico meccanico, si è verificata la distribuzione di pressione all'interfaccia nel caso più gravoso. Il caso considerato è quello in cui viene applicato il flusso termico $q = 10 \text{ W}$, ipotizzando che la conduttanza di contatto pari a $h_c = 2000 \text{ W/m}^2\text{K}$ ed una pressione applicata di 20 MPa. I contatti fra i componenti restano quelli descritti sopra. I materiali sono gli stessi indicati sopra, il provino riscaldato è quello in acciaio inox. Questa scelta è stata fatta in virtù del fatto che in questo modo le dilatazioni termiche sono minori e quindi il carico all'interfaccia varia in maniera più contenuta. Si ipotizza che il telaio segua le dilatazioni termiche dei provini in modo da non aumentare la pressione all'interfaccia. La mesh è rappresentata in Fig. 78. È composta di elementi tetraedrici della dimensione di 5 mm, ma affinata sulle facce a contatto dei due provini e nelle due sedi dei blocchi di rame, alla dimensione di elemento pari a 2,5 mm. L'elemento è del tipo TET10.

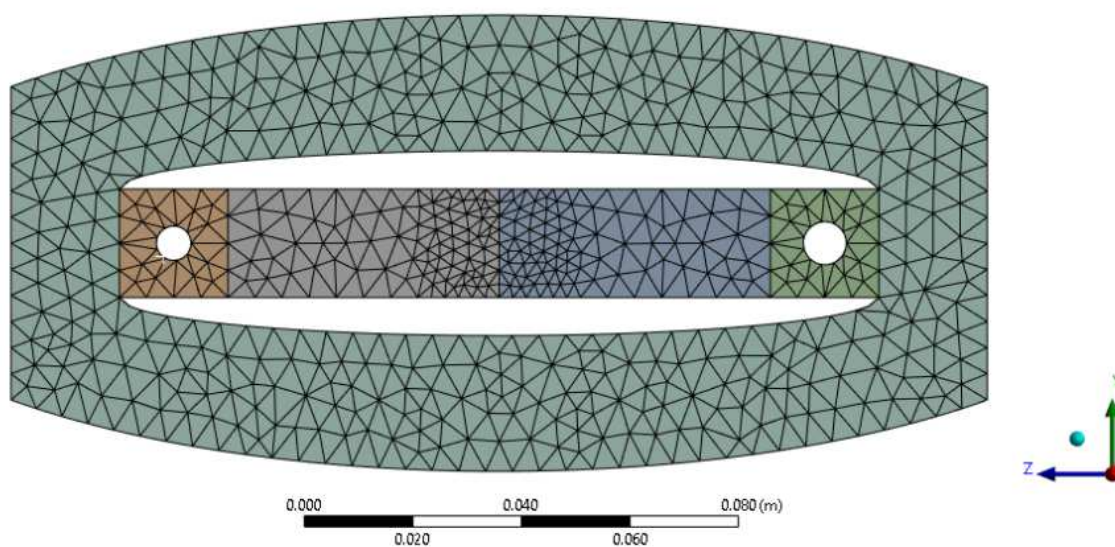


Figura 78: Mesh per verifica pressioni di contatto

Il risultato dell'analisi suggerisce che la pressione all'interfaccia dei due provini è uniforme.

6 Conclusioni

Quando due corpi con diverse temperature vengono posti a contatto scambiano calore fra loro grazie a tre fenomeni: irraggiamento, convezione e conduzione. In questo caso, volendo studiare il fenomeno nel vuoto, la convezione non è presente. L'irraggiamento è sempre presente e va considerata quindi la sua entità. La conduzione invece, avviene soltanto se le superfici dei due materiali sono in contatto. Non essendo perfettamente lisce, si toccano soltanto in alcuni punti microscopici, dando luogo ad un'area di contatto minore dell'area nominale apparente dell'interfaccia e generando quindi una resistenza allo scambio di calore. Infatti, osservando il gradiente di temperature dei provini si nota che è lineare a tratti. All'interno dei provini la temperatura varia linearmente, mentre all'interfaccia è presente un salto di temperatura come mostrato in Fig. 79.

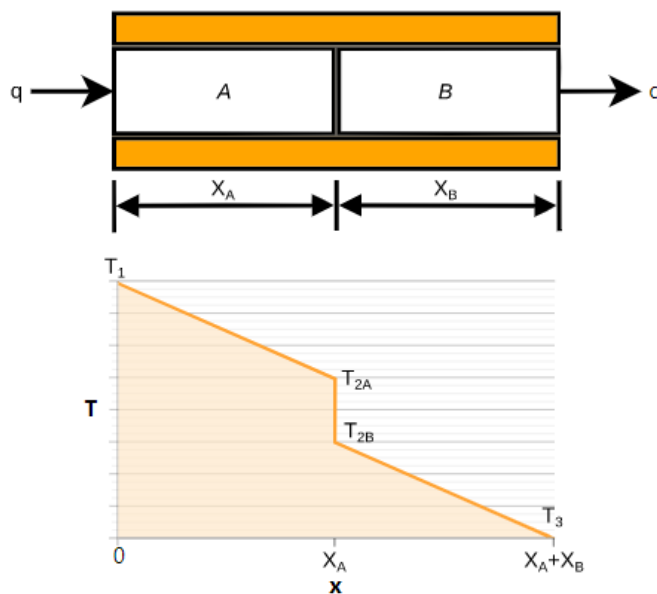


Figura 79: Salto di temperatura all'interfaccia

L'inverso della resistenza termica di contatto è definita come la conduttanza termica di contatto h_c . Con questo lavoro si è voluto caratterizzare quest'ultima nel caso in cui i due materiali fossero Rame e Acciaio, per una pressione di contatto che varia da 1 MPa a 20 MPa, in condizioni di vuoto, per una temperatura massima di un centinaio di gradi centigradi. Innanzi tutto si sono studiati vari autori che hanno approfondito il fenomeno. Questi, sono giunti ad una conclusione della forma:

$$h_c = C \cdot \frac{k \cdot m}{\sigma} \left(\frac{P}{H} \right)^n \quad (6.1)$$

dove k , m , σ sono rispettivamente la conducibilità termica del materiale, la pendenza media della rugosità e la rugosità superficiale; P è la pressione di contatto ed H la durezza del materiale. Tutti questi valori possono ritenersi costanti per ogni autore analizzato. C ed n invece, sono scalari stimati dall'esperienza condotta dal singolo autore.

Questo è il motivo per cui fra i vari autori si genera una differenza di h_c di almeno 3 ordini di grandezza come mostrato in Fig. 42 nel caso in cui si faccia variare la pressione di contatto P e tenendo fissa la rugosità σ . Nel caso contrario invece, gli autori danno valori di h_c che variano di un ordine di grandezza come mostrato in Fig. 43 e Fig. 44.

È necessario quindi approfondire il tema tramite una campagna sperimentale ad hoc.

Uno set-up che si avvicina molto al caso in analisi è quello di Hasselström e Nilsson [11], dove due piastre con un flusso termico applicato, vengono strette tramite 3 viti. Il problema di questo sistema però, sta nel fatto che ha un comportamento fortemente non lineare per il fatto che la pressione all'interfaccia non è omogenea, ma varia in funzione della distanza dalla vite ed in funzione delle dilatazioni termiche relative.

Una parte molto interessante però è la determinazione dell'area reale di contatto tramite prove sperimentali. Usando un codice FEM, si è simulato l'esperimento al fine di confrontare gli esiti. Questi sono risultati essere compatibili e confrontabili. A fronte di questo, si è deciso di continuare ad utilizzare questo software per simulare un diverso set-up più adatto al caso studio di NBI. Si è optato quindi, per crearne uno ispirato a quello di Bagrets et al. [2] perché semplice da costruire e con un comportamento lineare. Tramite un telaio in AISI304 e due provini (uno in Rame ed uno in Acciaio AISI304) con rugosità nota posti a contatto ad una pressione controllata, applicando un flusso termico governato da un sistema di controllo, grazie a delle termocoppie poste ad una distanza nota tra loro lungo i provini, si vuole determinare il gradiente di temperatura all'interno di ciascun provino al fine di determinare la ΔT all'interfaccia.

Nel caso pratico quindi, noto il flusso termico imposto q , stimato il salto di temperatura all'interfaccia ΔT , e nota l'area reale di contatto A_r , si calcola h_c come:

$$h_c = \frac{q}{\Delta T \cdot A_r} \quad (6.2)$$

Variando la pressione di contatto fra i provini, varia anche la h_c perché varia A_r e si andrà a costruire la curva della conduzione di contatto in funzione della pressione per il caso Rame - Acciaio. Grazie a questa, e la (6.1) si possono stimare C ed n .

Dallo studio di questo set-up compatto e poco oneroso dal punto di vista dei materiali richiesti, si sono riscontrate delle complessità per il controllo delle deformazioni del telaio. Se infatti il telaio non venisse isolato termicamente dal flusso termico imposto ai provini, la sua temperatura aumenterebbe generando una dilatazione termica superiore a quella dei provini e tale da smontare il set-up. Sistemi di carico alternativi o che andrebbero a mitigare questo comportamento sono:

- tramite una chiave dinamometrica se si utilizza una vite e si applica il carico solo dopo aver imposto il carico termico;
- tramite una massa calibrata;
- tramite l'utilizzo un blocco di materiale posto in serie ai provini con fattore di dilatazione termica noto, in modo da sfruttare la dilatazione termica dello stesso per imporre la pressione di contatto. In questo caso si potrebbe controllare il carico grazie un sensore di temperatura;
- tramite un pistone idraulico o pneumatico. In questo caso per il controllo del carico effettivamente applicato, si propone di utilizzare una cella di carico che dialoghi con un sistema di controllo PID per gestire le dilatazioni termiche del telaio in modo da mantenere il carico costante.

In questo lavoro si è simulato un sistema soggetto ad una pressione all'interfaccia di 20 MPa e nel contempo si è tenuto conto anche del carico termico. Si sono infatti condotte sei simulazioni con diverse conduttanze termiche di contatto e potenze termiche imposte: $h_c = 200 \text{ W/m}^2\text{K}$; $2\,000 \text{ W/m}^2\text{K}$; $20\,000 \text{ W/m}^2\text{K}$ applicando un flusso termico di 5W prima ed uno da 10W poi. Questo per avere un'idea della grandezza del ΔT all'interfaccia che ci si aspetta in funzione dell'ordine di grandezza di h_c .

A seguito di questa simulazione si è verificata la presenza di un'area all'interfaccia in cui la pressione fosse più o meno costante. Le termocoppie saranno installate lungo l'asse z dei provini a distanza $L/5$ l'una dall'altra come mostrato in Fig. 54. Non si andrà ad installare la termocoppia a ridosso dell'interfaccia perché si andrebbe a generare un errore sul gradiente termico dato che in quel punto le linee del flusso di calore non sono parallele come spiegato da Thomas [19].

Di seguito vengono riassunte le differenze di temperatura per il sistema che si è deciso di utilizzare: provino di rame lato freddo, con isolante posto sul lato caldo fra blocco riscaldante e telaio.

ΔT [K]	$h_c = 200\text{W/m}^2\text{K}$	$h_c = 2\,000\text{W/m}^2\text{K}$	$h_c = 20\,000\text{W/m}^2\text{K}$
q = 5 W	63	7	0.7
q = 10 W	125	13.6	1.3

Tabella 18: Salto di temperatura all'interfaccia fra i due provini, con pressione di 1 MPa all'interfaccia.

A fronte di tutto ciò, si può affermare che questo setup è adatto per basse pressioni di contatto perché per pressioni elevate h_c diventa importante ed il salto di temperatura all'interfaccia diventa poco apprezzabile con questo sistema. Resta possibile comunque utilizzare un ampio range di potenze.

7 Sviluppi futuri

Si propone di implementare lo studio sperimentale con la geometria proposta anche in funzione della variazione della rugosità superficiale dei provini. Utilizzare la pellicola *Fuji Prescale* per stimare l'area reale di contatto. Si propone di sviluppare nuove simulazioni con provini in acciaio di lunghezza minore per avere una temperatura all'interfaccia maggiore a parità di potenza, in modo da rendere il ΔT più apprezzabile anche per valori di h_c elevati. Studiare la conducibilità termica minima per la pasta termica che si usa per aiutare il contatto fra le termocoppie ed i provini. Dimensionare una struttura che sorregga il set-up, garantendo un isolamento termico adeguato dalla struttura. Valutare la possibilità di effettuare trattamenti superficiali sui provini per diminuire il calore disperso tramite irraggiamento.

8 Ringraziamenti

Voglio ringraziare in primis il prof. Giuseppe Chitarin per avermi dato la possibilità di contribuire, nel mio piccolo, alla ricerca sulla fusione nucleare, e per avermi permesso di far parte di questo meraviglioso gruppo di ricerca. Ringrazio l'ing. Andrea Rizzolo, l'ing. Alessandro La Rosa ed il Dr. Sylvestre Denizeau, per avermi seguito durante questo percorso e per il supporto scientifico. Voglio ringraziare tutto il gruppo che mi ha seguito, inoltre, per il tempo che mi è stato dedicato, la disponibilità, per aver messo a disposizione la sua esperienza ed avermi seguito così da vicino durante questi mesi di lavoro.

Ci tengo a ringraziare poi i miei colleghi e compagni di studi per questi cinque anni meravigliosi trascorsi assieme, per le difficoltà che mi hanno aiutato a superare, per aver risposto ai miei dubbi anche ad orari improponibili.

Ci tengo a ringraziare poi i miei colleghi e compagni di studi per questi cinque anni meravigliosi trascorsi assieme, per le difficoltà che mi hanno aiutato a superare, per aver risposto ai miei dubbi anche ad orari improponibili.

Ringrazio la mia famiglia e per essermi stata vicina, motivandomi, ed aiutandomi anche sotto l'aspetto economico.

Ringrazio i miei amici di una vita, che mi sono stati vicini in questo percorso e non si sono dimenticati della mia esistenza nonostante le mie numerose serate passate davanti ai libri, piuttosto che uscire a bere una buona birra. In fine, voglio ringraziare la persona che più mi ha sopportato e supportato, per tutti i piccoli gesti d'amore che quotidianamente compie verso di me facendomi sentire speciale e amato veramente: la mia ragazza Sara.

Riferimenti bibliografici

- [1] Mohammad Asif e Andallib Tariq. «Correlations of Thermal Contact Conductance for Nominally Flat Metallic Contact in Vacuum». In: 29.4 (2016), pp. 456–484.
- [2] N Bagrets et al. «Thermal Resistance Between Metallic Surfaces of Copper and Stainless Steel at Different Temperatures and Applied Forces for High Current HTS Cable-in-Conduit Conductors». In: *IEEE Transactions on Applied Superconductivity* 32.6 (2022), pp. 1–5.
- [3] Hongyu Bai et al. «Thermal Conductivity Test of YBCO Coated Conductor Tape Stacks Interleaved With Insulated Stainless Steel Tapes». In: *IEEE Transactions on Applied Superconductivity* 23.3 (2013), pp. 4600204–4600204. DOI: 10.1109/TASC.2012.2229774.
- [4] C. Bonacina, A. Cavallini e L. Mattarolo. *Trasmissione del calore*. CLEUP, 1989. ISBN: 9788871789200. URL: <https://books.google.it/books?id=wMoYAAAACAAJ>.
- [5] EM Burghold, Y Frekers e R Kneer. «Determination of time-dependent thermal contact conductance through IR-thermography». In: *International journal of thermal sciences* 98 (2015), pp. 148–155.
- [6] Turhan Nejat Cetinkale. «Thermal conductance of metal surfaces in contact». Tesi di dott. University of London (Imperial College of Science e Technology), 1952.
- [7] MG Cooper, BB Mikic e MM Yovanovich. «Thermal contact conductance». In: *International Journal of heat and mass transfer* 12.3 (1969), pp. 279–300.
- [8] Cooper, Mikic e Yovanovich. «Thermal Contact Conductance». In: (1968).
- [9] Y Frekers et al. «A numerical approach for investigating thermal contact conductance». In: *International journal of thermal sciences* 121 (2017), pp. 45–54.
- [10] James A Greenwood. «Constriction resistance and the real area of contact». In: *British Journal of Applied Physics* 17.12 (1966), p. 1621.
- [11] Albin KJ Hasselström e U Eskil Nilsson. «Thermal contact conductance in bolted joints». In: (2012).
- [12] T Hattori, M Nakamura e Saitou. «Estimation of thermal conductance on metallic contact interface in vacuum». In: *WIT Transactions on Engineering Sciences* 32 (2001).
- [13] R. Holm. «Wiss. Veroeff Siemens-Wekrn 7(2)». In: (1929), pp. 217–58.
- [14] «IPCC: Climate Change 2022: Mitigation of Climate Change. Contribution of Working Group III to the Sixth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change». In: (2022), p. 523.
- [15] John H. Lienhard. «A Heat transfer V edition». In: (2020).

- [16] C. V. Madhusudana. *Thermal contact conductance*. English. Springer-Verlag New York, 1996.
- [17] M Marchetti, P Testa e FR Torrasi. «Measurement of thermal conductivity and thermal contact resistance in composite materials for space applications». In: *International Journal of Materials and Product Technology* 4.4 (1989), pp. 379–388.
- [18] Bora B. Mikic. «Thermal contact conductance; theoretical considerations». In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 17 (1974), pp. 205–214.
- [19] T. R. Thomas. «Extrapolation Errors in Thermal Contact Resistance Measurements». In: 97 (1975), pp. 305–307.
- [20] Tom R Thomas e SD Probert. «Correlations for thermal contact conductance in vacuo». In: (1972).
- [21] C. L. Tien. «A Correlation for Thermal Contact Conductance of Nominally-Flat Surfaces in a Vacuum». In: *Proceedings of the Seventh Conference on Thermal Conductivity* (1967), pp. 775–759.
- [22] MM Yovanovich. «New contact and gap conductance correlations for conforming rough surfaces». In: *AIAA Paper* 81-1164 (1981), pp. 1–6.

9 APPENDICE

9.1 Datasheet strumenti

Available Forms	Sheets: 38 x 50 in (965 x 1270 mm)		
Density (2792)†	96 ± 7% lb/ft ³ (1540 ± 7% kg/m ³)		
Maximum Service Temperature	1920°F (1050°C)		
Continuous Service Temperature	1830°F (1000°C)		
Cold Crushing Strength (D651/D695)†	5500 psi (37.9 MPa)		
Hot Compressive Strength at 5% Strain (R100)††	3900 psi at 932°F (27 MPa at 500°C)		
Dielectric Strength (D149)†	249 V/mil (9.8 KV/mm)		
Dry Arc Resistance (D495)†	292 sec		
Volume Resistivity (D257)†	2.7 x 10 ¹⁴ Ω - in (6.9 x 10 ¹⁴ Ω - cm)		
Available Thickness	0.25–1.5 in (6–38 mm)		
Apparent Porosity (C-830-88)†	44.1%		
Flexural Strength (D790)†	4000 psi (27.6 MPa)		
Dielectric Constant (D150)†	4.1 (1000 H)		
Dissipation Factor (D924)†	0.05		
Dielectric Breakdown (D877)†	28.1 KV		
Thermal Conductivity (BS 1902 sec. 5.5:1991)†††	1.87 BTU·in/ft ² ·hr·°F at 383°F (0.27 W/m·K at 195°C) 1.94 BTU·in/ft ² ·hr·°F at 600°F (0.28 W/m·K at 315°C) 2.36 BTU·in/ft ² ·hr·°F at 1110°F (0.34 W/m·K at 600°C)		
Permanent Shrinkage (C113-87)†	Temperature	Linear (%)	Thickness (%)
	572°F (300°C)	0.00	0.03
	932°F (500°C)	0.05	0.18
	1380°F (750°C)	0.10	0.32
	1650°F (900°C)	0.55	1.02
	1830°F (1000°C)	1.50	4.30

Figura 80: Proprietà fisiche dell'isolatore Isomag[®]. † Based on ASTM standards
 †† Based on CERAM Research test methods ††† Based on British Standard test methods

Specifications

SYSTEM

Measurement Techniques	optical phase-shifting and white light vertical scanning interferometry
Measurement Capability	three-dimensional, non-contact, surface profile measurements
Objectives	1.5X, 2.5X, 5.0X, 10X, 20X, 50X; long working distance objectives available; optional manual turret
Field-of-View Lenses	0.5X, 0.75X, 1.0X, 1.5X, 2.0X
Measurement Array	user-selectable, maximum array 736 x 480
Light Source	tungsten halogen lamp (user-replaceable); manual filter selection
Stages	manual; $\pm 50.8\text{mm}$ ($\pm 2\text{ in.}$) X/Y translation, $\pm 4^\circ$ tip/tilt; optional automated stitching stage, $\pm 50.8\text{ mm}$ (2 in.) X/Y
Optical Assembly	integrated illuminator; interchangeable discrete field-of-view lenses; closed-loop precision vertical scanning assembly
Video Display	127mm (5 in.) monochrome monitor
Computer System	PC with latest Celeron® processor, 430mm (17 in.) SVGA monitor; optional printers and network cards
Software	Wyko Vision® software running under Microsoft® Windows XP®

PERFORMANCE

Vertical Measurement Range	0.1 nm to 1 mm
Vertical Resolution¹	$< 1 \text{ \AA}$ Ra
RMS Repeatability²	0.01 nm
Vertical Scan Speed	up to $7.2\mu\text{m}/\text{sec}$ (288 $\mu\text{in.}/\text{sec}$)
Lateral Spatial Sampling	0.08 to $13.1\mu\text{m}$
Field-of-View	8.24mm to 0.05mm (larger areas with Data Stitching option)
Reflectivity	1% to 100%

ENVIRONMENT

Temperature Range	between 15 and 30 °C (59 to 86 °F)
Humidity Range	$\leq 80\%$, non-condensing
Vibration	optional isolation system (recommended)

DIMENSIONS

Microscope	399mm W x 508mm D x 737mm H (15.5in. W x 20in. D x 29in. H)
-------------------	---

WEIGHT

Microscope	does not exceed 56.7 kg (125 lbs)
Shipping Weight	204.1 kg (450 lbs)

POWER REQUIREMENTS

Input Voltage	user-selectable 100–120 VAC / 200–240 VAC, 50–60 Hz
Power Consumption	$< 300\text{ W}$
Compressed Air	4.2–7.0 kg/cm (60–100 PSI) for optional isolation system

Figura 81: Specifiche profilometro NT1100

For Vickers and Knoop hardness
 Load Range – 10 gms to 1000 gms (Optional – up to 3000 gms)
 Load Selection – Automatic / Manual
 Loading – Automatic (motorized)
 Turret Mechanism – Automatic / Manual
 Duel time 5 – 99 sec
 Microscope Magnification – 100 x , 400 x
 Measurement of indentation – Digital Fillar eyepiece
 Max. measurement length – 175 microns
 Max. Height of specimen – 65 mm
 Max. Depth of specimen – 85 mm
 Stage dimension – 100 x 100 mm
 Controls & Display –LCD touch screen for - Hardness display , conversions in other scales, Turretting , load selection.
 Video port – For photography and computerization
 Power Supply - AC 230 V

Figura 82: Specifiche Micro Vickers Hardness Tester MVH-S-AUTO

Alloy/ANSI Color Code	Sheath Dia. mm	Model Number ANSI Color Code	Junction Type				Price/Add'l
			G/E	U	G/E	U	
MOLDED STANDARD CONNECTOR			300 mm Length		450 mm Length		150 mm
CHROMEGLA®- ALOMEGA® XL Sheath K	1.5	KQXL-M15[*]-[**]	\$26.00	\$30.00	\$26.80	\$30.80	\$0.85
	3.0	KQXL-M30[*]-[**]	27.00	30.00	26.80	31.60	1.75
	4.5	KQXL-M45[*]-[**]	29.00	31.00	31.00	33.20	2.40
	6.0	KQXL-M60[*]-[**]	30.00	33.80	37.80	37.80	4.15
OMEGA-P®- OMEGA-N® XL Sheath N	1.5	NQXL-M15[*]-[**]	26.00	30.00	26.80	30.80	0.85
	3.0	NQXL-M30[*]-[**]	27.00	30.00	28.60	31.60	1.75
	4.5	NQXL-M45[*]-[**]	29.00	31.00	31.00	33.20	2.40
	6.0	NQXL-M60[*]-[**]	30.00	38.50	33.80	37.80	4.15
MINIATURE CONNECTOR			150 mm Length		300 mm Length		Add'l 150 mm
CHROMEGLA®- ALOMEGA® XL Sheath K	0.25	KMQXL-M025[*]-[**]	\$51.00	\$71.00	\$72.99	\$72.99	\$1.40
	0.5	KMQXL-M050[*]-[**]	31.00	33.00	31.65	33.65	0.70
	0.75	KMQXL-M075[*]-[**]	31.00	33.00	31.65	33.65	0.70
	1.0	KMQXL-M100[*]-[**]	31.00	33.00	31.65	33.65	0.70
	1.5	KMQXL-M150[*]-[**]	27.00	29.00	29.80	29.80	0.85
	3.0	KMQXL-M300[*]-[**]	27.00	29.00	29.80	29.80	1.75
OMEGA-P®- OMEGA-N® XL Sheath N	0.5	NMQXL-M050[*]-[**]	31.00	33.00	31.65	33.65	0.70
	0.75	NMQXL-M075[*]-[**]	31.00	33.00	31.65	33.65	0.70
	1.0	NMQXL-M100[*]-[**]	31.00	33.00	31.65	33.65	0.70
	1.5	NMQXL-M150[*]-[**]	27.00	29.00	29.80	29.80	0.85
	3.0	NMQXL-M300[*]-[**]	27.00	29.00	29.80	29.80	1.75

Figura 83: Datasheet termocoppie K-type OMEGACLAD® XL KMQXL M050 U, OMEGA Engineering, Inc., Stamford, CT, USA. Adattato da OMEGACLAD CL PROBES

Alloy/ANSI Color Code	Sheath Dia. mm	Model Number ANSI Color Code	Junction Type				Price/Add'l 150 mm
			G/E	U	G/E	U	
MOLDED STANDARD CONNECTOR			300 mm Length		450 mm Length		
CHROME [®] - ALOMEGA [®] XL Sheath K	1.5 3.0 4.5 6.0	KQXL-M15[*]-[**] KQXL-M30[*]-[**] KQXL-M45[*]-[**] KQXL-M60[*]-[**]	\$26.00 27.00 29.00 30.00	\$30.00 30.00 31.00 33.80	\$26.80 26.80 31.00 37.80	\$30.80 31.60 33.20 37.80	\$0.85 1.75 2.40 4.15
OMEGA-P [®] - OMEGA-N [®] XL Sheath N	1.5 3.0 4.5 6.0	NQXL-M15[*]-[**] NQXL-M30[*]-[**] NQXL-M45[*]-[**] NQXL-M60[*]-[**]	26.00 27.00 29.00 30.00	30.00 30.00 31.00 38.50	26.80 28.60 31.00 33.80	30.80 31.60 33.20 37.80	0.85 1.75 2.40 4.15
MINIATURE CONNECTOR			150 mm Length		300 mm Length		Add'l 150 mm
CHROME [®] - ALOMEGA [®] XL Sheath K	0.25 0.5 0.75 1.0 1.5 3.0	KMQXL-M025[*]-[**] KMQXL-M050[*]-[**] KMQXL-M075[*]-[**] KMQXL-M100[*]-[**] KMQXL-M150[*]-[**] KMQXL-M300[*]-[**]	\$51.00 31.00 31.00 31.00 27.00 27.00	\$71.00 33.00 33.00 33.00 29.00 29.00	\$72.99 31.65 31.65 31.65 29.80 29.80	\$72.99 33.65 33.65 33.65 29.80 29.80	\$1.40 0.70 0.70 0.70 0.85 1.75
OMEGA-P [®] - OMEGA-N [®] XL Sheath N	0.5 0.75 1.0 1.5 3.0	NMQXL-M050[*]-[**] NMQXL-M075[*]-[**] NMQXL-M100[*]-[**] NMQXL-M150[*]-[**] NMQXL-M300[*]-[**]	31.00 31.00 31.00 27.00 27.00	33.00 33.00 33.00 29.00 29.00	31.65 31.65 31.65 29.80 29.80	33.65 33.65 33.65 29.80 29.80	0.70 0.70 0.70 0.85 1.75

Figura 84: Datasheet termocoppie K-type OMEGACLAD[®] XL KMQXL M050 U, OMEGA Engineering, Inc., Stamford, CT, USA. Adattato da OMEGACLAD CL PROBES

Accuracy	±10% or less (measured by densitometer at 23°C, 65% RH)
Recommended service temperature	68 °F ~ 95°F (20°C ~ 35°C) (*1)
Recommended service humidity	35% RH ~ 80% RH (*2)
Thickness	Mono-sheet type (S): 100µm Two-sheet type (W): 100µm x2

Figura 85: Specifiche Fuji Prescale

Temp. °C	Tolleranza									
	CLASSE B		CLASSE A		1/3 DIN		1/5 DIN		1/10 DIN	
	± °C	± OHMS	± °C	± OHMS	± °C	± OHMS	± °C	± OHMS	± °C	± OHMS
-200	1,3	0,56	0,55	0,24	0,44	0,19	0,26	0,11	0,13	0,06
-100	0,8	0,32	0,35	0,14	0,27	0,11	0,16	0,06	0,08	0,03
0	0,3	0,12	0,15	0,06	0,1	0,04	0,06	0,02	0,03	0,01
100	0,8	0,3	0,35	0,13	0,27	0,1	0,16	0,05	0,08	0,03
200	1,3	0,48	0,55	0,2	0,44	0,16	0,26	0,1	0,13	0,05
300	1,8	0,64	0,75	0,27	0,6	0,21	0,36	0,13	0,18	0,06
400	2,3	0,79	0,95	0,33	0,77	0,26	0,46	0,16	0,23	0,08
500	2,8	0,93	1,15	0,38	0,94	0,31	0,56	0,19	0,28	0,09
600	3,3	1,06	1,35	0,43	1,1	0,35	0,66	0,21	0,33	0,1
650	3,6	1,13	1,45	0,46	1,2	0,38	0,72	0,23	0,36	0,11

NOTA: Tolleranze calcolate con 2 punti decimali

Figura 86: Tolleranza termocoppia PT100 classe di precisione IEC751, DIN 43760 e BS1904.

NAME	Instrumentation	Communication	Purpose
MFS1	Prowirl 72FSG, (Vortex effect volume flow meter) DN50 2" >>DN25 1" E+H	PROFIBUS-PA	Coolant flow rate at the inlet of breaks test section accuracy: +/-0.75% of measured value
MFS2	Sitrans FC Mass 2100 Siemens (Coriolis effect mass flow meter) Siflow FC070 Siemens	PROFIBUS-DP	Coolant flow rate in the channels prototypes: accuracy: +/-0.1% of measured value
T1	Resistance thermometer Pt 100 - Siemens	PROFIBUS-PA	Measurement of temperature at the boiler (in accordance with DIN IEC 751 – Class A: +/-0.2 °C)
T2	Resistance thermometer Pt 100 - Siemens	PROFIBUS-PA	Measurement of temperature at the boiler (redundancy) (in accordance with DIN IEC 751 – Class A: +/- 0.2 °C)
T3	Resistance thermometer Pt 100 - Siemens	PROFIBUS-PA	Measurement of temperature at heat exchanger outlet (in accordance with DIN IEC 751 – Class A: +/- 0.2 °C)
T4	Resistance thermometer Pt 100 - Siemens	PROFIBUS-PA	Measurement of temperature at heat exchanger inlet (in accordance with DIN IEC 751 – Class A: +/- 0.2 °C)
T5	Resistance thermometer Pt 100 - Siemens	PROFIBUS-PA	Measurement of temperature at ultrapure water test section outlet (in accordance with DIN IEC 751 – Class A: +/- 0.2 °C)
T6	Resistance thermometer Pt 100 - Siemens	PROFIBUS-PA	Measurement of temperature at thermo- hydraulic test section inlet (in accordance with DIN IEC 751 – Class A: +/- 0.2 °C)
T7	Resistance thermometer Pt 100 - Siemens	PROFIBUS-PA	Measurement of temperature at thermo- hydraulic test section inlet (in accordance with DIN IEC 751 – Class A: +/- 0.2 °C)

Figura 87: Lista strumenti

T8	Resistance thermometer Pt 100 - Siemens	PROFIBUS-PA	Measurement of temperature at thermo-hydraulic test section outlet (in accordance with DIN IEC 751 – Class A: +/- 0.2 °C)
T9	Resistance thermometer Pt 100	Analog. 4-20 mA	Measurement of temperature at heat exchanger (coolant fluid) inlet
T10	Resistance thermometer Pt 100	Analog. 4-20 mA	Measurement of temperature at heat exchanger (coolant fluid) outlet
DPS1	SITRANS P – DS III – Siemens Differential Pressure Transducer	PROFIBUS-PA	Pressure drop within the thermo-hydraulic test section 0-1600 mbar; estimated error 0,07%
DPS2	SITRANS P – DS III – Siemens Differential Pressure Transducer	PROFIBUS-PA	Plant pressure drop 0-5000 mbar, estimated error 0,07%
APS1	SITRANS P – DS III – Siemens Absolute pressure	PROFIBUS-PA	Absolute pressure at the prototype test section inlet
APS2	SITRANS P – DS III – Siemens Absolute pressure	PROFIBUS-PA	Absolute pressure at the prototype test section outlet
APS3	CERABAR M PMP41 -E+H Relative pressure	PROFIBUS-PA	Relative pressure at breaks test section inlet estimated error +/- 0,2%
APS4	CERABAR M PMP41 -E+H Relative pressure	PROFIBUS-PA	Relative pressure at breaks test section outlet estimated error +/- 0,2%
CS1	CLS13-A1D1A E+H Liquiline M CM42 E+H 0.04-20uS/cm	PROFIBUS-PA	Conductivity measurement cell

Figura 88: Lista strumenti

