



UNIVERSITÀ POLITECNICA DELLE MARCHE
FACOLTÀ DI INGEGNERIA

Dipartimento di Ingegneria Industriale e Scienze

Matematiche

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica LM-33

Percorso Meccanico Costruttivo

**PROGETTAZIONE DI UNO SCAMBIATORE DI
CALORE PER IDROCARBURI AD ALTA PRESSIONE**

DESIGN OF A HIGH PRESSURE HYDROCARBONS
HEAT EXCHANGER

Relatore:

Prof. Marco Rossi

Tesi di Laurea di:

Antonelli Nicola

Correlatore:

Prof. Gianluca Chiappini

Anno accademico 2018/2019

Sommario

L'obiettivo principale di questa tesi è quello di riprogettare uno scambiatore di calore, che deve effettuare la regolazione di un fluido simil-benzina che scorre al suo interno alla pressione di 1000 bar. La sfida più grande che ci si è posti è stata quella di ripensare completamente la soluzione, inizialmente ottenuta con tubi per alta pressione commerciali, al fine di una produzione interna. Investigando la sua fattibilità tramite la tecnologia di additive manufacturing per materiali metallici disponibile nell'impresa, attraverso due macchinari di ultima generazione. Entrando più nel dettaglio si è cercato di sfruttarla al fine di ottenere massime prestazioni dello scambiatore assieme a dimensioni minime di ingombro.

Avendo prima eseguito un'analisi approfondita dello scambiatore, conoscendo quindi le sue caratteristiche di efficienza dello scambio termico e le tensioni a cui è sottoposto per le alte pressioni. È stata eseguita una progettazione molto spinta, che riuscisse a portare la macchina fin ai suoi limiti di utilizzo. Avendo inoltre a che fare con altissime pressioni, anche il materiale viene portato al limite. A tal fine sono state eseguite prove di trazione per caratterizzare il suo comportamento, rispetto ad uno ottenuto con tecniche tradizionali. Cercando di capire come le prestazioni del materiale siano influenzate dai parametri di stampa e dalla diversa orientazione nello spazio.

Verranno inoltre fornite le basi del funzionamento dello scambio di calore e quali meccanismi che in gioco nel fenomeno. Alla ricerca di soluzioni che possano avere influenze positive, rendendo più efficiente il passaggio di calore.

Ringraziamenti

Ci tengo a ringraziare tutte le persone che hanno contribuito a questo lavoro di tesi, tramite consigli, suggerimenti e commenti, senza i quali non avrei ottenuto questo risultato.

In primo ci tengo a ringraziare l'Ing. Federico Ricavi del gruppo Loccioni, ed alla famiglia Loccioni, per avermi dato l'opportunità di entrare nella grande "famiglia" che è l'impresa Loccioni. Di lavorare in un ambiente così positivo e carico di conoscenza, che ogni giorno viene trasmessa tra ogni collaboratore ed in continuo accrescimento.

Un ringraziamento particolare va inoltre a l'Ing. Mattia Forconi che mi è stato vicino, supportandomi e sopportandomi ogni giorno di questa esperienza. Il suo aiuto ed i suoi consigli, sia professionali che personali, che si sono rivelati importantissimi e chi mi hanno aiutato ad affrontare questo lavoro nel migliore dei modi. Senza dimenticare inoltre gli altri collaborati con cui ho condiviso questo percorso, che si sono sempre dimostrati disponibili ad aiutarmi per ogni esigenza.

Non posso inoltre che ringraziare il mio relatore Prof. Marco Rossi e correlatore Prof. Chiappini, per avermi dato la possibilità di usufruire del laboratorio dell'università, ma soprattutto delle loro conoscenze, senza molti dei risultati ottenuti non sarebbero stati possibili. Come anche il Prof. Lattanzi, per il suo grande aiuto per le prove di caratterizzazione dei materiali, e la sua disponibilità.

Voglio ringraziare tutte le persone a me più care: la mia famiglia per avermi dato l'opportunità di intraprendere questo percorso di studi, supportandomi sempre in ogni necessità.

Infine, a Giorgia, per essermi sempre stata vicina per quanto possibile. Per aver condiviso con me i momenti più belli, ma anche i momenti più brutti, che in questo lungo percorso non sono mancati. Ma è davvero tutto bello ora, Grazie!

Indice

1	INTRODUZIONE.....	8
1.1	SPECIFICHE TECNICHE	10
2	STUDIO E SIMULAZIONE DELLO SCAMBIATORE.....	13
2.1	ILLUSTRAZIONE DELL'IMPIANTO FLUIDICO DELLA MACCHINA	13
2.2	ANALISI TEORICA DEL FENOMENO DI SCAMBIO TERMICO	16
	<i>2.2.1 Conduzione termica</i>	<i>16</i>
	<i>2.2.2 Irraggiamento termico</i>	<i>19</i>
	<i>2.2.3 Convezione</i>	<i>21</i>
2.3	ANALISI DELLO SCAMBIATORE.....	26
	<i>2.3.1 Il dimensionamento dello scambiatore</i>	<i>27</i>
	<i>2.3.2 Comprimibilità fluido</i>	<i>28</i>
	<i>2.3.3 Determinazione coeff. scambio termico globale</i>	<i>31</i>
	<i>2.3.4 Metodo MLDT.....</i>	<i>39</i>
	<i>2.3.5 Metodo ϵ-NUT</i>	<i>40</i>
2.4	VERIFICA STRUTTURALE DEL COMPONENTE	43
	<i>2.4.1 Trattamento del materiale</i>	<i>48</i>
2.5	ANALISI AGLI ELEMENTI FINITI.....	52
2.6	SIMULAZIONE TERMO-FLUIDODINAMICA	56
3	PROGETTO NUOVA SOLUZIONE.....	63
3.1	OBIETTIVI E VINCOLI DI PROGETTAZIONE	63
3.2	IDEE ED ANALISI DELLE SOLUZIONI	64
	<i>3.2.1 Corpo cavo con condotto alettato.....</i>	<i>65</i>
	<i>3.2.2 Configurazione a tripla elica.....</i>	<i>69</i>
	<i>3.2.3 Nuova geometria di scambio termico</i>	<i>73</i>

3.3	SOLUZIONE FINALE E MODELLO	81
3.3.1	Simulazione CFD.....	81
3.3.2	Modello 3D dello scambiatore.....	87
4	ADDITIVE MANUFACTURING	91
4.1	DESIGN FOR ADDITIVE MANUFACTURING	93
4.2	CARATTERIZZAZIONE ELASTO-PLASTICA DEL MATERIALE	95
4.3	REALIZZAZIONE DEI PROVINI.....	98
5	TEST E RISULTATI	105
5.1	INTRODUZIONE	105
5.2	MISURAZIONI E SETUP PROVA	106
5.3	RISULTATI E CURVE σ - ε	111
5.4	COEFFICIENTI DI ANISOTROPIA.....	119
5.5	MISURA DELLA DEFORMAZIONE TRAMITE TECNICA DIC	121
6	CONCLUSIONI E LAVORI FUTURI	123
	APPENDICE A – FOGLI DI CALCOLO	126
	LISTA DELLE FIGURE	130
	LISTA DELLE TABELLE.....	133
	BIBLIOGRAFIA.....	134

1 Introduzione

In questo lavoro di tesi, si propone di descrivere la progettazione di uno scambiatore di calore, utilizzato per termostatare idrocarburi ad alta pressione. Tale componente viene utilizzato in delle soluzioni ideate dal Gruppo Loccioni, impresa di Angeli di Rosora (AN), dove ho trascorso un periodo di tempo per svolgere questo progetto. L'azienda ha come attività principale, l'ideazione e progettazione di soluzioni per l'automatizzazione dell'operazioni di misura, principalmente per il campo *automotive*, oltre che altri campi, tra i quali aerospaziale, ambiente, medicinale, trasporti. L'impresa ha tra i suoi valori di base, quello di innovarsi per innovare, ha infatti sempre uno sguardo al futuro, cercando sempre di migliorarsi, migliorando le soluzioni prodotte. Il lavoro da me svolto, rispecchia a pieno questo valore, cercando di migliorare ed innovare una soluzione costruttiva per un componente.

L'obiettivo di questo lavoro, infatti è quello di riprogettare la soluzione attualmente utilizzata, cercando di trovare un'alternativa che possa essere ottimizzata soprattutto dal punto di vista delle dimensioni, che si vogliono le più ridotte possibili, dovendo però mantenere le sue caratteristiche di scambio termico e di resistenza strutturale alle pressioni. Lo scambiatore è montato su un macchinario il cui obiettivo è quello di testare la tenuta di iniettori per idrocarburi simil-benzina, che vengono iniettati a pressioni elevate. Il fluido di test, dopo l'essere passato nel moltiplicatore di pressione, deve essere termostatato per arrivare all'iniettore da testare ad una temperatura specifica. Il moltiplicatore infatti, alzando la pressione del fluido, di conseguenza ne alza anche la temperatura, la regolazione necessaria infatti è dovuta proprio a questo fatto.

Per soddisfare i vincoli sulle dimensioni posti, nel corso della progettazione si è pensato di utilizzare una tecnologia di tipo additiva, per produrre la soluzione alternativa, cercando così di sfruttare le opportunità che presenta, per ottimizzare al meglio forme e dimensioni.

Nell'analisi eseguita, si sono riscontrate diverse problematiche da valutare per una corretta progettazione del componente. Il problema principale affrontato però è stato quello della alta pressione del fluido, che ha limitato delle possibilità di scelta, riguardo al tipo di scambiatore e materiale con cui produrlo.

L'elaborato è composto da tre macro-aree:

1. Nel capitolo due in cui viene illustrato lo studio della soluzione di partenza, che è già stata progettata ed è in funzione sui macchinari in produzione. È inizialmente descritto lo schema fluidico della macchina. Successivamente, vengono riportate informazioni teoriche riguardanti lo scambio termico e sulle diverse tipologie di scambiatori di calore esistenti. Viene poi illustrato, lo studio analitico con il quale si vogliono capire, le prestazioni di scambio termico, e da quali parametri esse dipendono, informazioni utili per la seconda parte del lavoro. Oltre che ad eseguire la verifica strutturale del componente, considerando i carichi dovuti alla pressione
2. Il terzo capitolo invece tratta dello sviluppo della soluzione alternativa, in particolare delle scelte che sono state fatte e dei motivi che hanno portato a tale soluzione rispetto ad altre vagliate. Illustrando inoltre e simulazioni svolte per valutare le prestazioni.
3. Nel quarto e quinto capitolo, invece viene trattata la tecnologia dell'additive manufacturing. Vi è una presentazione della tecnologia ed una illustrazione generale del suo funzionamento e le accortezze da seguire. Inoltre, si illustra il processo eseguito per ottenere dei provini di trazione tramite la macchina, con i quali eseguire uno studio di caratterizzazione del materiale. Vengono infine riportati e discussi i risultati dell'attività sperimentale.

Nel capitolo finale infine si riportano le conclusioni ed i risultati ottenuti alla fine del lavoro di tesi e dalle prove eseguite.

1.1 Specifiche tecniche

Lo scambiatore di calore in questione, non si tratta di un componente commerciale, ma è stato realizzato internamente tramite tubi ad alta pressione commerciali. Questo perché viene attraversato dallo stesso fluido che è sia fluido di test che di raffreddamento del fluido caldo da termoregolare. Esso si trova ad una pressione di 1000 bar nel circuito primario e di 10 bar nel circuito secondario. Tale situazione ha reso necessario lo sviluppo di una soluzione interna, non avendo possibilità di trovare uno scambiatore di calore commerciale, che avesse la capacità di termostatare un liquido che si trova a tale pressione. Lo scambiatore attualmente è composto da due tubi inseriti l'uno dentro l'altro in modo coassiale che sono stati poi piegati in una spirale. Il tubo del canale primario ha un diametro di 2,4mm con uno spessore di 2mm, si ha di conseguenza un diametro esterno di 6,4mm. Il tubo per il secondario invece presenta un diametro interno di 10mm ed un diametro esterno di 12mm. La lunghezza del tubo ad alta pressione è definita essendo un commerciale ed è di 6 m. I due tubi coassiali sono piegati per andare così a comporre una spirale, composta da 7 spire totali, con un raggio di 126,5mm, per un'altezza totale di 90mm. Non si è potuto utilizzare un raggio minore, per problemi legati alla piegatura. La spirale che compone lo scambiatore, è poi racchiusa da uno scatolato, che porta le dimensioni del componente a 288x306 con una profondità di 139mm.

Figura 1-1

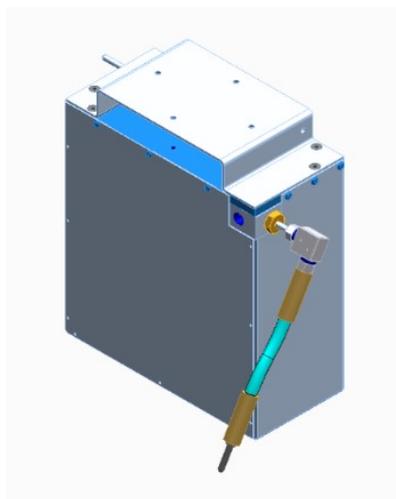


Figura 1-2- Spirale scambiatore

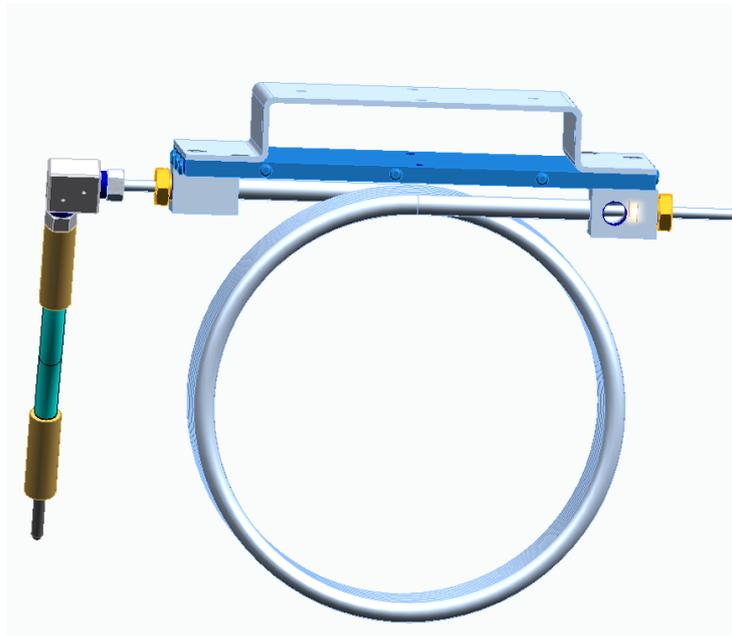
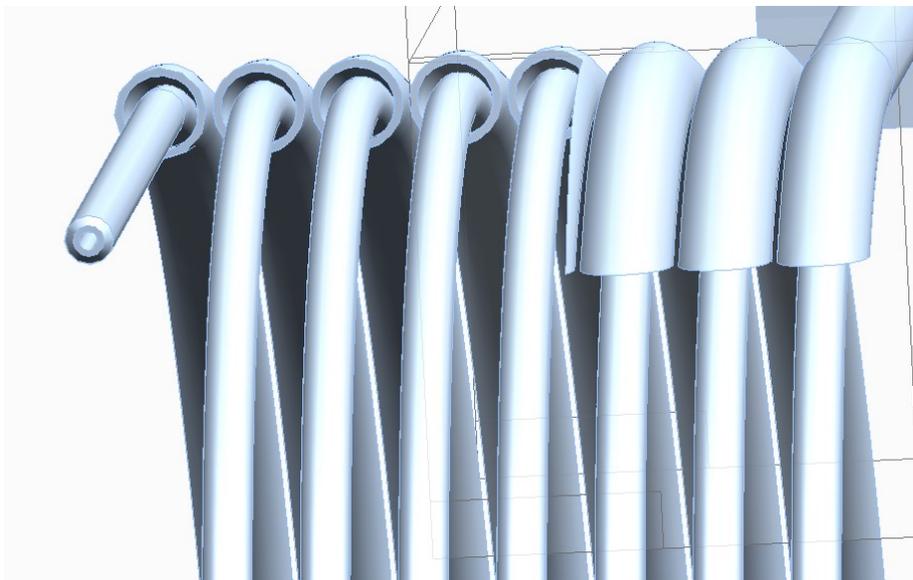


Figura 1-3-Configurazione a tubi coassiali



Il materiale utilizzato per i tubi in acciaio AISI 316L, si tratta di componenti commerciali, sono infatti tubi ad alta pressione realizzati da uno dei fornitori di cui l'impresa si serve. La scelta è ricaduta su tale materiale, anche per il tipo di fluido usato che è altamente corrosivo, per ovviare a questo problema, la scelta di un acciaio di questo tipo è stata necessaria.

Si tratta inoltre di uno scambiatore di tipo in controcorrente, ovvero i fluidi scorrono in direzione parallela, ma in senso opposto.

Sono note le portate nel primario e nel secondario, che sono rispettivamente di 1,2 l/min., ed un range che va dai 2 ai 5 l/min. massimi. Si conoscono inoltre le temperature in entrate, sia del fluido caldo che del fluido freddo, il primo entra ad una temperatura di 22/23°C, mentre il secondo si trova ad una temperatura di 19°C circa. Il liquido transitante nel circuito primario deve essere regolato in uscita ad una temperatura di 20°C, temperatura alla quale si vuole per eseguire il test. Non si hanno limitazione invece, riguardanti la temperatura in uscita del fluido nel secondario.

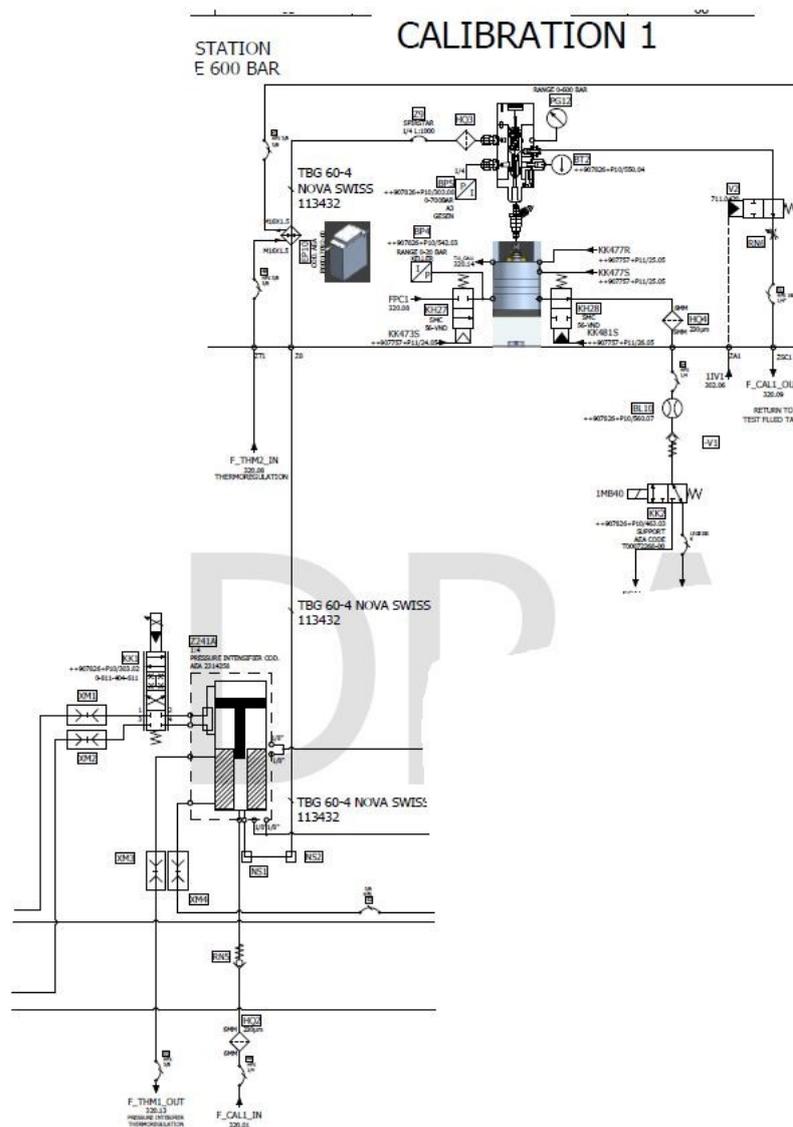
Il liquido utilizzato è un simil-benzina, come per esempio exxol, n-eptano, stoddard, essendo lo scambiatore utilizzato in macchinari per il test di iniettore GDI. La frequenza dell'iniettore da testare è 100Hz, esegue quindi 100 aperture al secondo durante ogni ciclo di test.

2 Studio e simulazione dello scambiatore

In questo primo capitolo è stato analizzato il componente, dal punto di vista dello scambio termico e strutturale. Si sono ottenuti così i coefficienti globali di scambio termico, i coefficienti di sicurezza rispetto allo snervamento del materiale. Si è eseguita inoltre una verifica a fatica dei tubi ad alta pressione. Tramite delle simulazioni numeriche svolte con un software agli elementi, si sono verificati i calcoli analitici eseguiti, attraverso confronto dei valori ottenuti con i due metodi.

2.1 Illustrazione dell'impianto fluidico della macchina

Figura 2-1: Schema fluidico macchina



La figura 2-1 riporta una parte dello schema fluidico della macchina, in particolare la parte in cui è inserito lo scambiatore in questione. Come si può vedere, esso si trova a valle del moltiplicatore di pressione, ed a monte della stazione di test dell'iniettore. Il fluido che attraversa lo scambiatore, nel lato primario e nel lato secondario è lo stesso, infatti nella macchina è presente un solo serbatoio, posto nella zona inferiore, sotto tutta la zona di lavoro. Da esso viene prelevato il fluido all'inizio dell'impianto, una volta eseguito il percorso entrambi i lati verranno rigettati nello stesso serbatoio, si troveranno quindi al momento di essere immessi dalla pompa nel circuito alla stessa temperatura. Il problema di regolazione della temperatura del fluido nel lato primario nasce quindi a causa del moltiplicatore, che andando ad alzare la pressione da 6 bar ai 1000 bar innalza ovviamente anche la temperatura del fluido. Per tale motivo il fluido nel lato secondario non viene riscaldato, esso non subisce infatti il salto di pressione, e può essere quindi usato per regolare la pressione.

Si possono individuare diverse fasi, durante il test:

1. In un primo momento, l'iniettore non è montato sulla stazione di prova, questo succede quando ancora il ciclo di test deve cominciare, la macchina quindi sta prendendo l'iniettore e lo sta posizionando. Durante questa fase il moltiplicatore non è ancora in funzione, la pompa è comunque azionata ed il fluido passa nel circuito, ma la sua pressione non viene alterata. Il fluido quindi che arriva comunque allo scambiatore, non deve essere termostato. La portata della pompa viene regolata al valore che si ha durante il normale funzionamento con iniettore connesso. Non essendo necessaria regolazione della temperatura, non si è tenuto conto di tale fase preliminare, nello studio dello scambiatore.
2. L'iniettore viene ora connesso alla stazione, esso stesso ora si comporterà come valvola del circuito. Il fluido che ora si trova ad una pressione di 6 bar, deve essere portato alla pressione di 1000 bar dal moltiplicatore. Nasce quindi da questo momento la necessità di regolare la temperatura del fluido caldo

tramite lo scambiatore. Si considera quindi come inizio del lavoro dello scambiatore questo momento, in cui l'iniettore è ancora chiuso e si comporta quindi come una valvola che chiude il circuito. Di conseguenza il fluido al suo interno si può considerare come non in movimento, per quanto riguarda il lato primario, mentre è sempre in movimento nel lato secondario del circuito dove scorre il fluido freddo. Questo perché non c'è nessuna valvola che chiude tale circuito, il flusso in tale lato quindi può essere considerato continuo. La durata di tale fase è comunque relativamente breve, rispetto la durata del test che viene effettuato successivamente. Il moltiplicatore impiega infatti, poco meno di un secondo per raggiungere la pressione necessaria. Avendo una tale durata, come si vedrà nello studio dello scambio termico, tale fase non ha una forte influenza.

3. Una volta che la pressione è arrivata al valore desiderato può iniziare il test, l'iniettore si apre ed il fluido lo attraversa. Ovviamente l'apertura non è continua, ma vengono effettuate aperture e chiusure ravvicinate, in modo continuo durante il test. Essendo come detto la frequenza di iniettore di 100Hz, ciò equivale a dire che l'iniettore esegue 100 aperture al secondo, che considerando la durata del test, che è pari a circa 40", equivalgono a circa 4000 aperture totali. Ciò ha permesso di considerare il moto del fluido nel primario come continuo. Un'analisi considerando il flusso intermittente si sarebbe infatti rilevata troppo complicata, con una durata lunga, che però non avrebbe portato un miglioramento significativo sui risultati.

Nell'analisi comunque sono state effettuate delle approssimazioni, anche riguardanti l'impianto fluidico per rendere lo studio fattibile dal punto di vista analitico.

Il circuito secondario infatti non è uno per ogni scambiatore presente nella macchina, ma è unico quindi il circuito secondario esce da uno degli scambiatori e rientra nel successivo. Tale configurazione comporta che l'entrata del secondario di ogni

scambiatore non è alla stessa temperatura in ogni scambiatore. Le approssimazioni effettuate sono state comunque prese, considerando il contesto complessivo della macchina, sono quindi buone approssimazioni che non invalidano i risultati ottenuti.

2.2 Analisi teorica del fenomeno di scambio termico

La termodinamica si occupa della quantità di calore scambiata da un sistema ad un altro, si ottengono quindi informazioni sulla quantità di calore scambiato, ma senza informazioni sulla durata. Spesso però nei problemi pratici, diventa importante conoscere con quale rapidità avviene lo scambio termico, piuttosto della quantità di calore scambiato. A questo problema risponde la trasmissione del calore, che è governata dal primo e dal secondo principio della termodinamica, si ha scambio di calore tra due sistemi a causa di un ΔT tra i due sistemi. Un corpo caldo infatti, trasmette una parte della sua energia al corpo freddo, la trasmissione ha luogo finché non viene raggiunto l'equilibrio termico.

Si distinguono in genere, tre differenti modalità di trasmissione del calore:

1. Conduzione termica;
2. Irraggiamento termico;
3. Convezione;

A rigore solamente le prime due modalità dovrebbero essere classificate come dei processi di scambio termico, essendo gli unici che dipendono dalla semplice esistenza di una differenza di temperatura. La convezione è infatti legata anche al trasporto di materia, tuttavia comporta anche la trasmissione di energia da regioni a temperatura superiore verso regioni a temperatura inferiore.

2.2.1 Conduzione termica

La conduzione termica è un processo mediante il quale si trasmette per contatto diretto tra le molecole, senza che si spostino sensibilmente. Nei gas e nei liquidi è dovuta alle collisioni tra le molecole durante il loro moto, nei solidi è dovuta alle

vibrazioni delle molecole all'interno del reticolo. La quantità di calore scambiata dipende dalla geometria e dalle caratteristiche del corpo, così come dalla differenza di temperatura.

È bene affermare che, in generale, lo scambio termico per conduzione è un fenomeno non lineare, non esiste cioè una semplice relazione di linearità fra energia scambiata dai corpi coinvolti e le temperature. Per studiare il fenomeno però, facendo delle ipotesi si tende a linearizzare il fenomeno, introducendo equazioni generalizzate, dedotte talvolta da risultati sperimentali. Come nel caso di osservazioni sperimentali condotte sotto le seguenti ipotesi:

- Regime stazionario;
- Lastra piana, di geometria tale da garantire flusso di energia monodimensionale;
- Materiali omogenei ed isotropi;
- Piccole differenze di temperatura.

Si arriva alla determinazione dell'equazione anche nota come **Legge di Fourier**:

$$Q = k * A * \frac{T_1 - T_2}{s}$$

- k = coefficiente di conducibilità termica del materiale;
- A = area della sezione attraversata dal flusso termico, misurata normalmente alla sua direzione;
- T = temperatura delle sezioni estreme della lastra;
- s = spessore della lastra;

Equazione che di fatto linearizza il fenomeno, come si vede, il flusso termico è proporzionale al gradiente termico della temperatura, ossia alla variazione di temperatura per unità di lunghezza.

Il coefficiente k rappresenta una proprietà termofisica del corpo in esame. Ciò significa che il suo valore è funzione solo del tipo di materiale in esame e dalle sue condizioni fisiche. Nella tabella 1 sono riportati diversi valori del coefficiente di diversi materiali.

Tabella 1

Materiale	Conducibilità [W/(mK)]
Vapore acqueo saturo a 100 °C	0,0248
Ammoniaca	0,0218
Elio	0,1415
Ossigeno	0,0244
Acqua	0,5910
Alcool Etilico	0,1770
Mercurio	7,9600
Olio di oliva	0,1700
Pomice	0,2300
Polistirolo espanso (25 kg/m ³)	0,0350
Sughero in lastre	0,0500
Calcestruzzo	0,93-1,5
Laterizi	0,7-1,3
Terreno asciutto	0,8200
Acciaio	30-50
Ferro	75
Piombo	35
Oro	296
Rame	380
Argento	419
Diamante	2100

Si può notare come i materiali metallici, quindi materiali conduttori, presentano un valore di conducibilità termica maggiore, rispetto materiali gassosi. Ciò risiede nel fatto che essi presentano una struttura cristallina, che oscillando in modo elastico, permette di trasmettere l'agitazione termica delle molecole da un punto all'altro molto bene. Ciò giustifica infatti l'altro valore di conducibilità posseduto dal diamante. (Polonara, 2015/2016)

Partendo dalla legge sopra descritta si può anche scrivere:

$$Q = C(T_1 - T_2) = \frac{T_1 - T_2}{R}$$

avendo posto:

- $C = \frac{k \cdot A}{L}$ conduttanza conduttiva [$W \cdot K^{-1}$]
- $R = \frac{L}{k \cdot A}$ resistenza conduttiva [$K \cdot W$]

è immediato notare l'analogia con la legge di Ohm. Nel caso di presenza di resistenze in parallelo o in serie, si può procedere come nella trattazione di resistenze elettriche.

La resistenza termica di parete come si può vedere, dipende da due fattori:

1. Tipo di materiale utilizzato;
2. Spessore della parete;

2.2.2 Irraggiamento termico

Si tratta della seconda forma di trasmissione del calore presa in esame. In questo caso il trasferimento di calore avviene sotto forma di onde elettromagnetiche e può propagarsi anche nel vuoto. L'irraggiamento pertanto non richiede presenza di materia, come invece richiedono conduzione e convezione termica.

Tutti i corpi che si trovano ad una temperatura maggiore dello zero assoluto ($T > 0K$), emettono energia sotto forma di radiazione elettromagnetica, in relazione al loro stato termico. Una radiazione elettromagnetica è caratterizzata da tre parametri fondamentali:

1. Lunghezza d'onda λ [μm]
2. Frequenza della radiazione ν [Hz]
3. Velocità della luce nel mezzo c [$m \cdot s^{-1}$]

Vale la legge generale delle onde:

$$\lambda = \frac{c}{\nu}$$

Poiché il meccanismo fondamentale di trasformazione dell'energia da radiazione elettromagnetica a termica, passa per l'assorbimento dei corpi, occorre subito osservare che, in generale, una radiazione incidente con uno strato di materia, viene

in parete assorbita (con fattore α), in parte trasmessa (con fattore τ) ed in parte riflessa (fattore ρ). Ciascuno di questi fattori dipende dalla lunghezza d'onda, cioè dalla tipologia di radiazione elettromagnetica. Fra i suddetti fattori esiste la relazione:

$$\alpha + \rho + \tau = 1$$

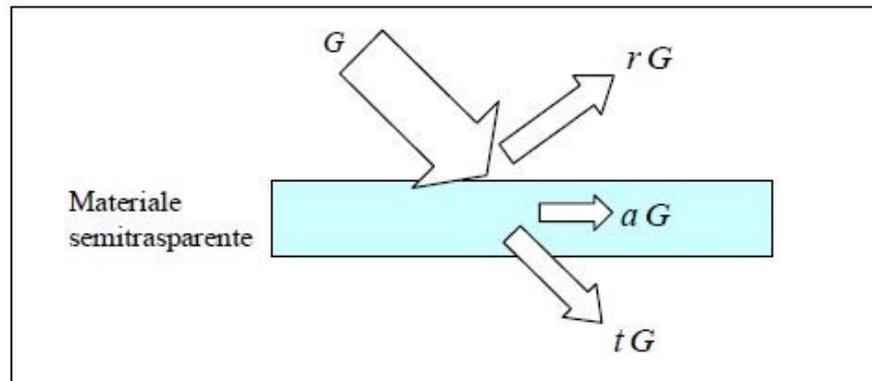


Figura 2-2- Schema ripartizione onda infrangente

Radiazione emessa:

Tutti i corpi emettono energia termica con caratteristiche diverse gli uni dagli altri, è possibile valutare la massima energia termica che può essere emessa per irraggiamento da un corpo. Il corpo ideale che emette tale energia è indicato con il nome di *corpo nero* e costituisce un riferimento standard. Esso è un assorbitore perfetto ed un radiatore perfetto, cioè è in grado di assorbire tutta l'energia incidente e poi di rimetterla completamente.

Un corpo ideale non si comporta come un corpo nero. L'energia dei corpi reali risulta infatti essere sempre minore rispetto a quella del corpo ideale, l'energia emessa da un corpo reale può essere valutata introducendo una proprietà radiativa nota come EMISSIVITÀ. Definita come il rapporto tra la radiazione emessa da una superficie reale e quella emessa dal corpo nero alla stessa temperatura, il cui valore varia tra 0 come valore minimo ed 1 come valore massimo.

Tale proprietà è dipendente dal valore della lunghezza d'onda in funzione della temperatura, nei calcoli di scambio termico per irraggiamento è usualmente utilizzata l'approssimazione a corpo grigio, secondo cui l'emissività viene considerata

indipendente da tali valori. Ovviamente il valore dell'emissività dipende dal materiale di cui è composto il corpo che trasmette la radiazione. I metalli presentano bassi valori di emissività, mentre materiali non metallici come ceramiche o materiali organici presentano valori elevati. L'emissività dei metalli aumenta con la temperatura e con l'ossidazione delle superfici.

Nel caso semplice di un corpo relativamente piccolo a temperatura T_1 contenuto in una grande cavità a temperatura T_2 , la potenza termica scambiata è:

$$\dot{Q} = \varepsilon_1 * A_1 * \sigma(T_1^4 - T_2^4)$$

Si può ricondurre in forma approssimata ad una legge di tipo lineare:

$$\dot{Q} = h_i * A_1 * (T_1 - T_2)$$

Dove:

- h_i è il coefficiente unitario di scambio termico radiativo

Si può anche in questo caso riportare la legge sopra riportata con un'analogia alla legge di Ohm, con la resistenza termica per irraggiamento che vale:

$$R_T = \frac{1}{h_i * A_i}$$

2.2.3 Convezione

La convezione termica è una modalità di trasmissione del calore che può realizzarsi quando almeno uno dei due corpi che si scambiano calore è un fluido. Condizione necessaria perché il fenomeno avvenga è che il fluido sia posto in moto relativo rispetto all'altro corpo con cui scambia calore. Dunque, la convezione può avvenire tra un solido ed un liquido, tra un solido ed un aeriforme, tra un liquido ed un aeriforme, ma anche tra due liquidi immiscibili.

Il moto relativo del fluido può avere cause differenti. Può, ad esempio, essere dovuto a dispositivi meccanici o a fenomeni naturali che impongono al fluido una certa velocità. La convezione viene allora detta forzata. Quando invece il moto è generato

proprio dallo scambio termico in corso la convezione viene allora detta naturale o libera. La distinzione tra i due tipi di convezione non è netta e spesso nelle situazioni reali essi coesistono. Si tratta di due situazioni estreme cui è spesso utile ricondurre i fenomeni reali per ottenere semplificazioni analitiche.

Nella convezione le modalità microscopiche di trasmissione dell'energia sono le medesime che nel caso della conduzione. La sostanziale differenza sta nel fatto che, essendo il fluido in moto, al trasporto di energia dovuto alle interazioni molecolari si somma il moto di materia che veicola tale energia nello spazio e nel tempo. Se il fluido restasse fermo il meccanismo di trasmissione del calore al suo interno sarebbe quello di conduzione e l'energia si trasmetterebbe tra le particelle senza moto macroscopico di materia.

In base alla rappresentazione particellare della materia, è possibile associare ad ogni particella di un fluido in moto una velocità \mathbf{v} . È importante ricordare come il moto di un fluido possa avvenire secondo due modalità differenti in corrispondenza delle quali i regimi di flusso vanno rispettivamente sotto il nome di regime laminare e regime turbolento. Nel regime di moto laminare, il fluido procede in modo ordinato e regolare: le linee di flusso (filetti fluidi), che corrispondono alle traiettorie delle sue particelle, sono parallele tra loro. Di conseguenza non si ha mescolamento tra parti diverse del sistema fluido in moto. È possibile definire per le diverse grandezze fisiche in ogni punto del fluido e per ogni istante di tempo un ben determinato valore numerico. In genere l'ordine viene dettato da una superficie solida che «organizza» nelle sue vicinanze il moto delle molecole fluide. Diversamente, nel caso di moto turbolento, le traiettorie del fluido sono tortuose e complesse con continui processi di mescolamento in seno alla corrente tra masse di fluido di zone differenti. Sono proprio le distorsioni nelle linee di flusso che, se si amplificano, provocano il formarsi di un regime di moto più caotico e casuale in cui le grandezze fisiche locali variano nel tempo e nello spazio senza seguire leggi determinabili.

È intuibile che i fenomeni fluidodinamici non sono indipendenti da quelli termici, il campo della velocità e quello della temperatura nel fluido sono strettamente connessi

e ne consegue che nello studio della convezione i processi termici e dinamici devono essere affrontati simultaneamente. Il **campo termo fluidodinamico** è noto quando in ogni punto sono noti (eventualmente anche in funzione del tempo) i valori di tutte le variabili che definiscono lo stato cinematico e termodinamico del fluido.

Si consideri un fluido a temperatura T_1 che si muove a velocità u lungo una superficie di area A e forma arbitraria. Tale superficie abbia una temperatura uniforme T_2 diversa da T_1 . Il flusso termico \dot{Q} scambiato per convezione tra superficie e fluido in ogni punto della superficie considerata può essere espresso dalla relazione di Newton:

$$\dot{Q} = h_c * (T_2 - T_1)$$

Dove:

- h_c è il coefficiente di scambio termico convettivo $\left[\frac{W}{m^2 * K} \right]$

È chiaro poi a questo punto come moto del fluido e convezione siano fenomeni intimamente connessi e quindi nell'esaminare un qualsiasi problema di convezione è per prima cosa indispensabile precisare il regime di moto. Una volta che è noto il tipo di moto, cioè se laminare o turbolento, è possibile andare a determinare il coefficiente di convezione. Tale obiettivo è fondamentale al fine di determinare il calore scambiato tramite tale meccanismo.

Data la difficoltà nel risolvere per via analitica le equazioni costitutive cui prima si è accennato, nello studio della convezione è quasi indispensabile il ricorso all'indagine sperimentale su modelli fisici, supportata dall'analisi dimensionale. Questo metodo consente di generalizzare i risultati sperimentali mediante dei numeri puri ovvero adimensionali, ognuno dei quali costituisce un raggruppamento di alcune delle grandezze fisiche da cui dipende il fenomeno convettivo. Il fatto che tali parametri siano adimensionali, fa sì che le dimensioni del sistema che si sta studiando, non influenzino i risultati di tale studio. Tali gruppi, pur essendo adimensionali, rappresentino dei raggruppamenti di grandezze con un significato fisico, anche se le loro dimensioni si elidono reciprocamente.

Si ottengono delle relazioni che legano tra di loro i seguenti parametri adimensionali, da queste relazioni, in particolare da quella che definisce il numero di Nusselt è possibile ricavare il valore del coefficiente di scambio convettivo:

- Numero di Reynolds:

$$Re = \frac{\rho * L * w}{\mu} = \frac{L * w}{\nu}$$

Dove:

- La grandezza geometrica caratteristica [m];
- w = velocità media del fluido [m/s];
- μ = viscosità dinamica [Kg/m*s];
- ν = viscosità cinematica [m²/s]

Tale coefficiente rappresenta il rapporto tra le forze di inerzia e le forze di attrito, se il suo valore è elevato, ciò indica che le forze di inerzia hanno preso il sopravvento su quelle di attrito, ovvero il moto sarà turbolento. Di contro se il suo valore è basso, il moto sarà laminare perché le forze di attrito hanno ancora il ruolo più importante.

- Numero di Nusselt:

$$Nu = \frac{h_c * L}{\lambda_f}$$

- h_c è il coefficiente di scambio termico convettivo $\left[\frac{W}{m^2 * K} \right]$
- λ_f = conduttività termica del fluido [W/(m*K)]

Che rappresenta la reale incidenza dei meccanismi convettivi nello scambio termico realizzato, rappresenta infatti il rapporto tra calore scambiato per convezione e quello scambiato per conduzione. All'aumentare del valore di tale parametro, risulta sempre più sviluppato il fenomeno della convezione.

- Numero di Prandtl:

$$Pr = \frac{C_p * \mu}{\lambda_f} = \frac{\nu}{a}$$

Dove:

- λ_f = conduttività termica del fluido [W/(m*K)]
- a = diffusività termica [m^2/s]
- ν = viscosità cinematica [m^2/s]

rappresenta il rapporto tra la disponibilità del fluido a trasportare quantità di moto e la sua disponibilità a trasportare calore, dipende dalla natura del mezzo e dal suo stato fisico. La relazione che si trova sperimentalmente tra i suddetti numeri puri è in generale del tipo:

$$Nu = f(Re, Gr, Pr)$$

Oppure, con una relazione interpolante i dati sperimentali:

$$Nu = C * Re^a * Gr^b * Pr^c$$

Determinati sperimentalmente il coefficiente C e gli esponenti a , b , c è possibile calcolare con la relazione ottenuta il valore di h per situazioni fisicamente simili. Si possono così eseguire misure su modelli ed estenderne la validità a situazioni reali. Molte applicazioni ingegneristiche riguardano scambi termici con fluidi il cui moto è provocato dall'azione di pompe, ventilatori, ecc. si parla in questo caso di convezione forzata e per una determinata geometria, si ricava:

$$Nu = f(Re, Pr)$$

Sono cioè importanti le forze di inerzia e le forze viscosi, mentre si trascurano quelle di galleggiamento dunque non compare il numero di Grashof, il coefficiente b visto nella formula riportata nella pagina precedente sarà preso uguale a 0.

Ovviamente la funzione tramite cui ricavare Nu sarà diverso a seconda del moto che si ha, condizione che si può andare a valutare tramite il numero di Reynolds, focalizzandoci sull'applicazione in questione, ovvero di moto di fluido all'interno di un condotto il valore limite di Re detto Re_{cr} che segna il passaggio da moto lamina a moto turbolento è pari a 2300. (M. Vio, 2006-2007)

2.3 Analisi dello scambiatore

Uno scambiatore di calore è un componente che sfrutta i fenomeni sopra descritti di scambio termico, per scambiare un flusso di energia termica da un fluido all'altro, direttamente o attraverso una parete solida. La trasmissione di calore avviene principalmente per convezione tra i fluidi e la parete e per conduzione attraverso la parete stessa. Non si prendono in considerazione scambi termici per irraggiamento, tranne casi particolari, quali alcuni scambiatori per uso spaziale, dove non vi è aria, o i radiatori. Il più semplice scambiatore di calore è quello costituito da due tubi coassiali. Uno dei due fluidi fluisce nel tubo interno mentre l'altro fluisce nella regione anulare, in equi corrente o in controcorrente con il flusso del fluido interno; si parla rispettivamente di scambiatore ad equi corrente (figura 2.a) e di scambiatore a controcorrente (figura 2.b)

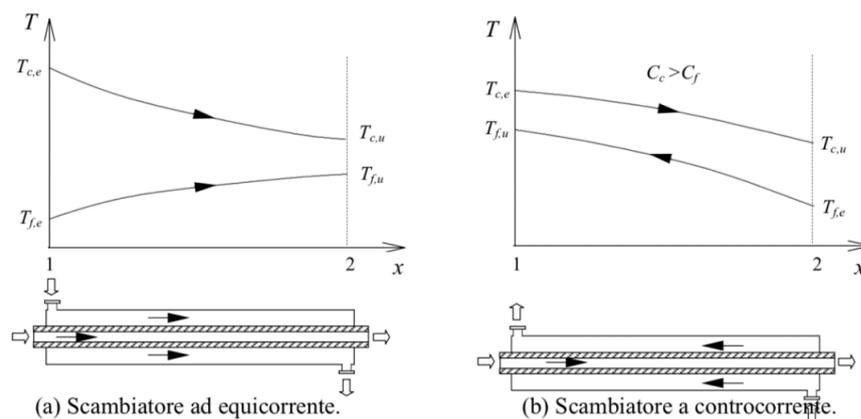


Figura 2-3- Scambiatore in equi corrente e controcorrente

Nel caso di studio in questione, si ha a che fare con uno scambiatore del tipo in controcorrente. Nel confrontare le due disposizioni, equi corrente e controcorrente, si può notare che solo per lo scambiatore a controcorrente la temperatura di uscita del fluido freddo può essere maggiore della temperatura di uscita del fluido caldo. Inoltre, negli scambiatori a controcorrente la differenza di temperatura tra i fluidi (e di conseguenza il flusso termico) si mantiene pressoché costante lungo tutta la superficie, che conseguentemente viene sfruttata in maniera migliore che in quelli ad equi corrente, in alcuni casi si può avere che la differenza di temperatura aumenti.

2.3.1 *Il dimensionamento dello scambiatore*

Lo scopo del presente sotto paragrafo è quello di fornire le nozioni necessarie per eseguire sia il calcolo termico di progetto che il calcolo termico di verifica di uno scambiatore di calore ed esporre i calcoli eseguiti nel nostro caso.

- Il **calcolo termico di progetto** ha come scopo quello di dimensionare e di scegliere opportunamente uno scambiatore che deve realizzare il voluto scambio termico tra due fluidi di cui sono note: a) le portate massiche b) le temperature di ingresso e c) di cui è prescritta una temperatura di uscita. Il dimensionamento consiste nel ricavare il valore del coefficiente di scambio termico, e di conseguenza determinare la superficie di scambio termico necessario, per ottenere la velocità termica in uscita. La geometria dello scambiatore ed il tipo viene scelto a priori, quindi è possibile conoscere la lunghezza di cui si necessita.

- Il **calcolo termico di verifica** viene eseguito su uno scambiatore già esistente di cui sono note a) l'area totale di scambio termico, b) le portate massiche, c) le temperature di ingresso dei due fluidi. In questo caso l'obiettivo è quello di determinare la potenza termica scambiata e le temperature di uscita dei due fluidi.

Il nostro problema in questo caso è quello del calcolo termico di progetto, si vuole infatti determinare la lunghezza dello scambiatore con la geometria che verrà scelta. Per l'analisi dello scambiatore attualmente in uso invece, si eseguirà un'analisi di verifica delle prestazioni, in modo da determinare la capacità e l'efficienza con cui riesce a scambiare calore.

Il calcolo termico degli scambiatori avviene normalmente facendo uso delle equazioni di bilancio della massa e dell'energia. Applicando queste due equazioni di bilancio si ottengono due formule per il calcolo della potenza termica globale:

$$W_t = C_c * (T_{c,e} - T_{c,u}); \quad W_t = C_f * (T_{f,u} - T_{f,e})$$

A queste due equazioni di bilancio energetico, si può associare una di scambio termico, che associa la potenza scambiata la potenza termica scambiata tra i due fluidi alle

temperature di ingresso e/o di uscita, alle portate, al coefficiente di scambio termico globale ed all'area di scambio. Esistono diversi metodi per associare questa equazione di scambio termico, nel nostro caso si sono utilizzati due metodi per valutare le prestazioni dello scambiatore. Il primo è il metodo della media logaritmica delle differenze di temperatura (MLDT) mentre il secondo è il metodo ε -NUT. Da notare che avendo a disposizione 3 equazioni tra loro indipendenti tra loro è possibile determinare al massimo tre variabili tra quelle incognite.

2.3.2 *Comprimibilità fluido*

Precedentemente ai calcoli analitici della prestazione globale di scambio termico, si è voluta analizzare la comprimibilità del fluido di test. Infatti, nel lato primario esso si trova ad una pressione di circa 1000 bar, per una pressione così grande, il concetto di incomprimibilità di un liquido che si ipotizza in teoria, perde la sua veridicità, essendo un'ipotesi fatta a pressioni vicine a quelle atmosferiche. Si parla di compressione uniforme, che consiste nell'applicare alla superficie di un corpo una pressione ovunque costante. Per effetto di tale pressione, il volume del corpo che la subisce, diminuisce in funzione della grandezza della pressione applicata:

$$\frac{\Delta V}{V} = -\frac{1}{\beta} \Delta p$$

Dove p è la pressione e β è il modulo di compressibilità, avendo considerato la T costante in questa valutazione, si chimerà modulo di compressibilità isoterma che si indica con la stessa unità di misura della pressione cioè in Pascal (Pa). Variando il volume, si ha di conseguenza una variazione della densità della stessa quantità. Il segno meno nella formula sta ad indicare che per una pressione positiva si ha una diminuzione del volume.

Per i fluidi tale compressione sarà sempre di tipo elastica, cioè una volta tolto il carico, il volume ritorna alle dimensioni iniziali, cosa che non sempre succede se si parla di solidi. Si riportano in 2 i valori dei moduli di compressibilità per alcuni materiali, sia solidi che fluidi.

Tabella 2 – Valori coeff. β

Materiale	β (GPa)
Acciaio	160
Acqua	2,1
Alluminio	70
Ferro	170
Mercurio	28
Ottone	61
Rame	140
Tungsteno	200
Vetro	50÷55

Come si può notare sia i liquidi che i solidi sono poco comprimibili, cosa che viene indicata da un alto valore del coefficiente, come infatti ci si aspettava. Reperire tale parametro per l'n-eptano che è il fluido di test, non si è rivelato semplice. Dopo una ricerca approfondita, si è riusciti ad ottenere dei dati su tale caratteristica di un fluido simil benzene come n-eptano usato nello scambiatore.

Tabella 3-Compressibilità dei fluidi

Liquid	Compressibility at 1 atm. (% vol./vol.-atm. ⁻¹)	Compressibility at 1,000 (% vol./vol.-atm. ⁻¹)
Mercury	0.0004	0.0004
Water	0.0046	0.0035
Methanol	0.012	0.005
n-Hexane	0.016	0.0064
Benzene	0.0095	0.005
n-Heptane	0.014	0.006
Toluene	0.009	No data

In particolare, si è riusciti ad ottenere la percentuale in volume che subisce il fluido, risulta che l'n-eptano subisce una variazione dello 0,014 % in volume, sottoposto ad una pressione di 1 atm. Per questo motivo, avendo nel nostro caso il fluido sottoposto ad una pressione di 1000 bar, ci ha portato a concludere che l'n-eptano subisce una compressione del 14%. Il risultato ottenuto non è in effetti trascurabile, se avessimo considerato incompressibile il fluido, l'errore commesso nella sua valutazione della densità non sarebbe stato influente sul risultato infatti la densità ρ passa da un valore di $680 \frac{Kg}{m^3}$ ad un valore di $775,2 \frac{Kg}{m^3}$ alla pressione massima di 1000 bar.

Al fine di avere una verifica di tale risultato, si è usato un altro articolo in cui erano presenti più o meno gli stessi dati. Veniva riportato un calcolo riguardante l'acqua, in particolare si è calcolato la pressione necessaria per ridurre del 1% il volume, calcolandolo in questo modo:

$$\frac{\Delta V}{V} = -0,01 = -\frac{\Delta p}{2,1 * 10^9} \rightarrow \Delta p = 2,1 * 10^7 \approx 200 * p_{atmosferica}$$

Come si vede il risultato è stato ottenuto prendendo come valore di $\beta = 2,1 \text{ GPa}$, il valore è risultato di 200 bar, da cui si ottiene che ad una pressione di 1000 bar la riduzione sarebbe del 5%. Nella Tabella 3 si vede che per l'acqua ad 1000 bar viene indicata una riduzione del 4,6 % di volume, dato che va a confermare quello ottenuto tramite il calcolo sopra riportato.

I risultati ottenuti in questo sotto paragrafo sono stati utilizzati nel calcolo della portata massica del fluido primario, che si trova a 1000 bar, in particolare è stata corretta la densità del fluido, andando a considerare al suo interno la riduzione di volume che subisce il fluido trovandosi ad una pressione così elevata. Ciò comporta comunque un aumento di densità, che non è un dato negativo per lo scambiatore, perché permette una portata massica maggiore a parità di portata volumetrica nel condotto. Ciò permette uno scambio di calore maggiore, avendo una quantità di massa maggiore di fluido che effettua lo scambio di energia termica all'interno della geometria. (Masera, 2006/7). Avessimo lavorato con dei gas, che sono invece molto comprimibili, il modulo di compressibilità è molto semplice da calcolare. Vale infatti la legge di Boyle $pV = \text{costante}$ che ci dice che se raddoppia la pressione, il volume dimezza. Per differenziazione si ottiene:

$$pdV + Vdp = 0$$

Dividendo per pV si ottiene:

$$\frac{dV}{V} = -\frac{dp}{p} \rightarrow \beta = p$$

2.3.3 *Determinazione coeff. scambio termico globale*

La potenza termica scambiata tra due fluidi che scambiano calore separati da una parete solida, e data da:

$$W_t = u * A * (T_c * T_f)$$

- A è la superficie attraverso cui avviene lo scambio
- u è il coefficiente di scambio termico globale o anche conduttanza termica globale $\left[\frac{W}{m^2 * K}\right]$

Come già esposto, tramite l'analogia elettrica che è possibile fare, ci permette di introdurre un nuovo parametro chiamato che è la resistenza termica globale R_t che è legata al coefficiente di scambio termico globale tramite la seguente formula:

$$R_t = \frac{1}{u * A}$$

Da cui si ha che W_t può essere ricavata come:

$$W_t = \frac{T_c - T_f}{R_t} \left[\frac{K}{W}\right]$$

All'interno di uno scambiatore a tubi coassiali, si avranno due valori del coefficiente di scambio termico globale, infatti esso è riferito all'area rispetto cui viene calcolato. Avendo le due tubazioni, due valori differenti di diametro, di conseguenza anche il valore dell'area non sarà lo stesso. Vengono quindi determinati u_i e u_e riferiti rispettivamente alla superficie di scambio interna ed a quella di scambio esterno. Il calcolo del coefficiente di scambio termico globale, risulta essere una misura fondamentale dello scambiatore, infatti è la capacità globale di scambiare calore del componente per unità di superficie ed è necessario per utilizzare l'equazione del metodo MLDT ed il metodo $\varepsilon - NUT$ che verranno trattati in seguito. Un valore maggiore di tale coefficiente, indica quindi che lo scambiatore riesce a scambiare una quantità maggiore di calore. Come si vedrà in seguito, qualunque sia il metodo usato nell'analisi, il punto di partenza è quello della determinazione del coefficiente globale di scambio termico.

Determinarlo vuol dire calcolare la resistenza termica globale, composta da tutte le resistenze presenti nel sistema.

Esse rappresentano le diverse modalità di trasferimento del calore, nel nostro caso infatti saranno tre le resistenze presenti, due per i due scambi per convezione, uno tra fluido primario la superficie interna ed il secondo tra fluido secondario e superficie esterna. È presente inoltre lo scambio termico per conduzione che si ha attraverso la parete del tubo, posto tra fluido interno e fluido esterno, mentre si vedrà che si può trascurare lo scambio dovuto all'irraggiamento che risulta essere superfluo rispetto gli altri due. Nel caso di parete cilindrica come nel caso, nel calcolo bisogna considerare che in generale l'area di scambio termico esterna è diversa da quella interna e che l'area da introdurre all'interno della resistenza termica conduttiva è un'opportuna media logaritmica tra queste due, essendo di valori differenti come già detto.

Figura 2-4

$$R_t = R_i + R_{parete} + R_e = \frac{1}{u_i * A_i}$$

$$= \frac{1}{u_e * A_e}$$

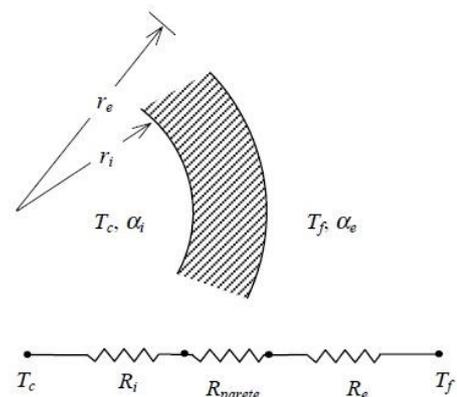
Dove:

- $R_i = \frac{1}{\alpha_i * A_i}$
- $R_{parete} = \frac{s}{k * \bar{A}} = \frac{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{2 * \pi * k * L}$
- $R_e = \frac{1}{\alpha_e * A_e}$

con $\bar{A} = \frac{A_e - A_i}{\ln A_e - \ln A_i} = \frac{2 * \pi * (r_e - r_i) * L}{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}$ che è la media logaritmica tra l'area esterna e

quella interna.

Al fine del calcolo delle resistenze termiche del sistema è necessario determinare prima i coefficienti di scambio convettivo, mentre per la conduzione a parete, il coefficiente k di conducibilità è un parametro dipendente dal materiale e noto. Lo



scambiatore è composto da due tubi coassiali, il fluido passa quindi all'interno di due condotti, quello interno ha un diametro di 2,4 mm mentre il fluido secondario passa in un condotto a corona circolare con diametro interno di 6,4 mm mentre quello esterno è di 10 mm. Conoscendo quindi la geometria e la lunghezza del condotto si è potuto calcolare le superfici di scambio termico attraverso cui passa il flusso di calore.

I coefficienti da calcolare sono due, uno per il condotto interno ed uno per quello esterno, poiché le condizioni di moto dei due fluidi e la geometria in cui scorrono sono differenti nelle due situazioni, comporterà infatti una variazione dei gruppi adimensionali utilizzati per valutare tali coefficienti. In particolare, mentre il numero di Prandtl è dipendente dal fluido e dalla condizione fisica in cui si trova, i numeri di Reynolds e Nusselt variano in funzione di come variano geometria del condotto e moto del fluido.

○ *Determinazione del numero di Reynolds*

Il primo passo è quello del calcolo di questo parametro che va a definire il tipo di moto presente all'interno del condotto in cui passa il fluido. Il valore è risultato per il condotto primario avendo una velocità di $4,42 \frac{m}{s}$, $\mu = 0,4 \text{ mPa} \cdot s$, il valore è pari a:

$$Re_{e,1} = \frac{\rho * L * w}{\mu} = 20562,819$$

Dove:

- $v_1 = 4,42 \frac{m}{s}$
- $\mu = 0,4 \text{ mPa} \cdot s$
- $\rho_1 = 775,2 \frac{Kg}{m^3}$

Mentre per il condotto secondario avendo una velocità di $0,719 \frac{m}{s}$ è risultato pari a:

$$Re_{e,2} = \frac{\rho * L * w}{\mu} = 4399,405$$

Dove:

- $v_2 = 0,72 \frac{\text{m}}{\text{s}}$
- $\mu = 0,4 \text{ mPa} \cdot \text{s}$
- $\rho_2 = 680 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$

Come valore critico del numero di Reynolds, per flussi interni a dei condotti, il valore è pari 2300. Questo ci porta a concludere che entrambi i fluidi hanno un moto di tipo turbolento pienamente sviluppato.

○ *Determinazione del numero Prandtl*

Tale valore non è dipendente da geometria e tipo di moto, è presente quindi un unico valore per entrambi i condotti, essendo il fluido lo stesso ed alle stesse condizioni.

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = 6,01$$

○ *Determinazione numero di Nusselt*

Tale gruppo adimensionale dipende dai gruppi in precedenza calcolati, si ottengono infatti due valori, uno per ogni condotto presente nello scambiatore. Anche i coefficienti a e c presenti nella formula $Nu = C * Re^a * Pr^c$, sono dipendenti in particolare dal numero Re , a seconda dell'intervallo di valore si scelgono i valori di tali coefficienti attraverso la tabella che si riporta in appendice.

Per il condotto primario il valore del numero di Nusselt è risultato pari a:

$$Nu = C * Re^a * Pr^c = 0,023 * Re^{0,8} * Pr^{0,3} = 111,14$$

Mentre per quello secondario si è ottenuto pari a:

$$Nu = C * Re^a * Pr^c = 0,033 * Re^1 * Pr^{0,37} = 28,19$$

Da tali valori è possibile ricavarsi ora i coefficienti dello scambio termico convettivo che avviene nel condotto del fluido primario e di quello del fluido secondario. Attraverso la formula che descrive il gruppo adimensionale in

questione, è possibile ricavare una formula inversa tramite cui determinare il coefficiente.

$$h_{conv,1} = \frac{N_u * \lambda_f}{L_1} = 6512,05 \left[\frac{W}{m^2 * K} \right]$$

$$h_{conv,2} = \frac{N_u * \lambda_f}{L_2} = 1101,19 \left[\frac{W}{m^2 * K} \right]$$

Con:

- $\lambda_f = 0,14063 \frac{W}{m * K}$

○ *Determinazione resistenze termiche*

Si è in grado ora di calcolare le resistenze poste dal sistema allo scambio termico:

1. $R_{parete} = 1,8 * 10^{-3} \left[\frac{K}{W} \right]$

2. $R_i = 3,52 * 10^{-3} \left[\frac{K}{W} \right]$

3. $R_e = 7,81 * 10^{-3} \left[\frac{K}{W} \right]$

La R totale risulta essere la somma di tutte le resistenze presenti nel sistema ed è risultata uguale a:

$$R_{tot} = 0,013138297 \left[\frac{K}{W} \right]$$

Avendo determinato la resistenza totale si è in grado di determinare la il prodotto $u * A$, che si ottiene come:

$$u * A = \frac{1}{R_{tot}} = 76,11 \left[\frac{W}{K} \right]$$

Si determina ora il coefficiente u rispetto l'area interna, ne esiste un valore sia per questa che per l'area esterna:

$$u_i = \frac{76,11}{A_i} = 1746,513 \left[\frac{W}{m^2 * K} \right]$$

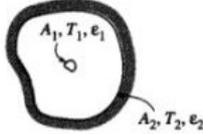
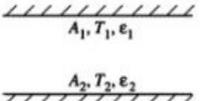
Come si può notare, il valore delle resistenze sono dello stesso ordine di grandezze, ma comunque si ha uno dei valori che risulta essere maggiore rispetto gli altri.

Parlando di resistenza termica anziché elettrica, non si varia il concetto di resistore comunque, quindi più il valore è alto e più sfavorevole sarà il passaggio di calore. La resistenza maggiore risulta essere quella convettiva esterna, mentre quella minore è quella data dalla parete per conduzione. Una resistenza maggiore comporta infatti un coefficiente di scambio minore, che rappresenta un minore flusso di calore, come ci si aspettava. Da letteratura si è visto che è il coefficiente di scambio con valore minore che limita lo scambio termico, ciò si rispecchia anche nel nostro caso. Infatti, il valore di u risulta essere vicino al valore del h_e , che risulta molto minore rispetto h_i , questo sta a significare che ciò che limita lo scambio di calore nel componente è la bassa capacità che ha un fluido secondario di scambiare calore per convezione.

○ *Valutazione effetti irraggiamento*

Per completezza dello studio, si è valutato anche l'effetto che l'irraggiamento ha nel caso di studio, per capire se il l'effetto è trascurabile o meno.

Figura 2-5

<p>Piccolo oggetto in una grande cavità</p> 	$\frac{A_1}{A_2} = 0$ $F_{12} = 1$	$\dot{Q} = A_1 \sigma \epsilon_1 (T_1^4 - T_2^4)$
<p>Piastre parallele infinitamente larghe</p> 	$A_1 = A_2 = A$ $F_{12} = 1$	$\dot{Q} = \frac{A \sigma (T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} - 1}$
<p>Cilindri concentrici infinitamente lunghi</p> 	$\frac{A_1}{A_2} = \frac{r_1}{r_2}$ $F_{12} = 1$	$\dot{Q} = \frac{A_1 \sigma (T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1 - \epsilon_2}{\epsilon_2} \left(\frac{r_1}{r_2}\right)}$
<p>Sfere concentriche</p> 	$\frac{A_1}{A_2} = \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2$ $F_{12} = 1$	$\dot{Q} = \frac{A_1 \sigma (T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1 - \epsilon_2}{\epsilon_2} \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2}$

In figura sono riportate le formule per il calcolo della potenza termica scambiata per irraggiamento tra due superfici diffondenti ed opache in differenze configurazione geometriche. Prendendo in considerazione per approssimare il nostro caso, la configurazione a cilindri concentrici infinitamente lunghi, la potenza termica scambiata è uguale a:

$$\dot{Q} = \frac{A_1 * \sigma * (T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1 - \varepsilon_2}{\varepsilon_2} * \left(\frac{r_1}{r_2}\right)} = 1,05 * 10^{-1} [W]$$

Contributo che risulta essere piccolo e trascurabile rispetto gli altri meccanismi, come ci aspettavamo da analisi teorica.

○ *Isolamento esterno*

Per completare lo studio riguardante l'analisi termica, si è voluto analizzare lo scambio termico che lo scambiatore ha tra il condotto esterno e l'ambiente circostante. L'ambiente attorno lo scambiatore all'interno della macchina, ha aria a temperatura ambiente che viene considerata alla temperatura di 25°C. Essendo un ambiente aperto, l'aria è ferma, quindi il meccanismo da considerare per lo scambio termico è quello della convezione naturale.

Nella convezione naturale il campo di velocità dipende da quello termico, ovvero la velocità non è più una variabile indipendente come era nella convezione forzata, quindi il moto che comporta lo scambio termico per convezione viene determinato dalle condizioni ambientali. In questo caso infatti è dipendente da:

- Differenza di temperatura tra parete ed esterno ΔT
- Modulo di accelerazione di gravità g
- Coefficiente di dilatazione cubica β , che ci dice come varia il volume specifico in relazione alle sollecitazioni termiche. Maggiore è il suo valore e più pronunciata sarà a parità di condizioni.

Quindi alla velocità in questo caso si sostituisce il gruppo formato da questi parametri:

$$g * \beta * \Delta T$$

Che rappresenta le forze di galleggiamento ed al numero di Reynolds sostituiamo il numero di Grashof:

$$Gr = \frac{g * \beta * \Delta T * \rho^2}{\mu^2} = 219,46$$

Dove:

- $\beta = \text{coefficiente di dilatazione cubica del fluido} = 0,033 \text{ K}^{-1}$
- $\mu = 1,86 * 10^{-5} \text{ Pa} * \text{s}$
- $\rho = 1,165 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$

I valori di velocità in norma sono bassi, per questo motivo i valori di h sono di solito molto più bassi rispetto quelli della convezione forzata. Poi che non interviene il numero di Re, bisogna utilizzare un altro criterio per poter valutare il tipo di moto che si sviluppa nel fluido. Si definisce un nuovo numero puro, detto numero di Rayleigh dato da:

$$Ra = Pr * Gr = 153$$

Dove:

- $Pr=0,7$ che rappresenta una buona approssimazione per tutti i gas.

Se il valore che si ottiene è minore di 10^9 allora il tipo di flusso è laminare, mentre se è maggiore il flusso è da considerare turbolento.

Tramite la Tabella 19 in Appendice A, è possibile definire una relazione che lega la determinazione del numero di Nusselt ai numeri di Grashof e di Prandtl, nel caso in questione si considera un condotto cilindrico orizzontale, per cui:

$$Nu = 0,54 * (Pr * Gr)^{\frac{1}{4}} = 2,79$$

Da cui è possibile andarsi a ricavare il coefficiente convettivo:

$$h = Nu * \frac{k}{D} = 10,924 \frac{W}{\text{m}^2 * K}$$

Il coefficiente risulta essere molto piccolo rispetto quelli che si hanno internamente per la convezione forzata o conduzione, non dovrebbe comportare quindi problemi al fine della termoregolazione del fluido. Il valore ottenuto è confrontabile con quelli considerati in letteratura per il fenomeno, di solito il valore di h varia in un range compreso tra 8 e $25 \frac{W}{m^2 \cdot K}$. Ovviamente essendo dipendente dalla differenza di temperatura, il valore può subire delle oscillazioni se tale differenza subisce una variazione. Per esempio, considerando nella stagione estiva, la temperatura esterna potrebbe considerarsi più alta, diciamo $35^\circ C$, si è visto che il valore del coefficiente aumenta fino a $15,1 \frac{W}{m^2 \cdot K}$, valore che comunque non è paragonabile con quelli di convezione forzata, che sono presenti tra i due condotti, in cui scorrono i due fluidi.

2.3.4 Metodo MLDT

In questo caso si tratta di un calcolo di verifica, perché si conoscono la geometria e le dimensioni dello scambiatore, temperature dei due fluidi (vedi figura 9). Il metodo MLDT viene utilizzato per l'analisi degli scambiatori di calore nel caso del problema di progetto. Ciò che mi interessa è definire le prestazioni dello scambiatore e la sua efficienza, si conosce infatti la potenza termica scambiata, in quanto la temperatura in uscita è termostata a $20^\circ C$. Siamo in grado anche di determinare la temperatura in uscita del fluido freddo, una volta nota la potenza scambiata.

Conoscendo la portata termica oraria del fluido primario, data da:

$$C_2 = c_{p,2} * G_2$$

Si può determinare la T del fluido secondario in uscita come:

$$T_{f,u} = T_{f,e} + \frac{W_t}{G_f * c_{p,f}} = 21,052 \text{ } ^\circ C$$

Per il calcolo della potenza termica scambiate, essa viene legata alla differenza di temperatura tra il fluido caldo T_c e quello freddo T_f . Tuttavia poiché tale differenza varia in funzione della posizione all'interno dello scambiatore, anche se essendo in

controcorrente tale variazione è piccola, è comunque opportuno, utilizzare per il calcolo una differenza opportunamente mediata, da calcolare nel seguente modo:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

Dove:

$$\Delta T_1 = T_{c,e} - T_{f,u} \quad \Delta T_2 = T_{c,u} - T_{f,e}$$

Per il caso di scambiatore in controcorrente come nel nostro caso, per uno scambiatore in equi corrente, cambiano le formule per ottenere la ΔT_1 e ΔT_2 .

La potenza termica che viene scambiata può essere ora calcolata, tramite la relazione:

$$\dot{Q} = u * A * \Delta T_{ml}$$

2.3.5 Metodo ϵ -NUT

Tale metodo permette di ottenere un'equazione di scambio termico che non contiene alcuna delle temperature di uscita. Il metodo in questione risulta più complesso di quello precedente, che però non sempre si è in grado di utilizzare.

In particolare, ci permette di definire l'efficienza dello scambiatore chiamata ϵ , definita come il rapporto tra la potenza termica effettivamente scambiata e la massima potenza termica scambiabile:

$$\epsilon = \frac{W_t}{W_{t,max}} \quad (0 < \epsilon < 1)$$

La $W_{t,max}$ è la potenza massima scambiabile, ed è quella realizzabile in uno scambiatore in cui il fluido di minore portata termica, subisce il massimo salto termico possibile, senza violare il secondo principio della termodinamica. Questo si verifica quando esso esce dallo scambiatore ad una temperatura pari a quella di ingresso del secondo fluido.

$$W_{t,max} = C_{min} * (T_{c,e} - T_{f,e})$$

Tale situazione sarebbe ottenibile con uno scambiatore che possiede una superficie di scambio infinita, si ha che il fluido freddo eguaglia quella in ingresso del caldo, quando la $C_c > C_f$, mentre è il fluido caldo ad eguagliare quello freddo se $C_c < C_f$, si ha quindi:

$$W_{t,max} = C_f * (T_{c,e} - T_{f,e}) \text{ se } C_c > C_f$$

$$W_{t,max} = C_c * (T_{c,e} - T_{f,e}) \text{ se } C_c < C_f$$

Le due equazioni possono essere riunite in un'unica relazione, se si conoscono l'efficienza e le temperature in ingresso, la potenza scambiata si calcola come:

$$W_t = \varepsilon * C_{min} * (T_{c,e} - T_{f,e})$$

Il parametro ε detto efficienza, per determinati tipi di scambiatori è esprimibile in funzione di due parametri adimensionali:

$$\varepsilon = f(NUT, C)$$

Dove NUT è detto **numero di unità di trasmissione del calore**:

$$NUT = \frac{u * A}{C_{min}} = \frac{1}{R_T * C_{min}}$$

Mentre C è il rapporto tra le capacità termiche orarie dei fluidi:

$$C = \frac{C_{min}}{C_{max}}$$

Tramite l'utilizzo di appositi diagrammi in Figura 2-6 si ricava il valore dell'efficienza in funzione dei suddetti parametri. Il metodo viene usato sia per calcoli di progetto che di verifica, nel primo caso nota ε , ricavo il NUT, da cui poi si è in grado di ottenere la superficie di scambio. Mentre nel secondo, noto NUT, si ricava ε , da cui si determina la potenza scambiata, questa è la situazione della nostra analisi.

Si è determinato il valore del NUT come:

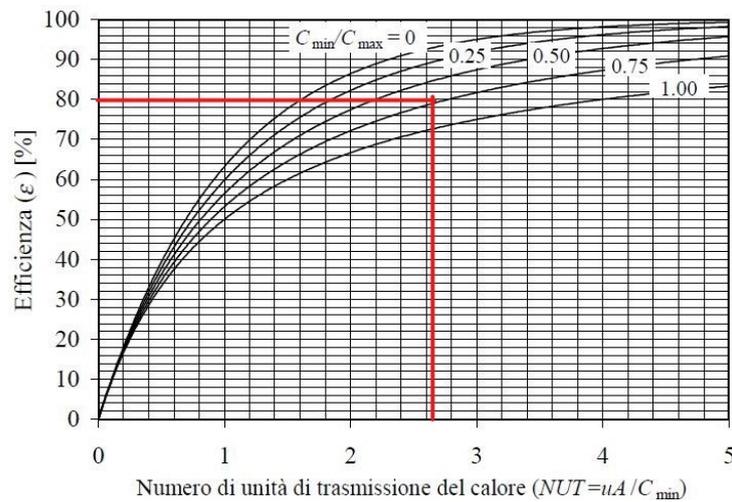
$$NUT = \frac{u * A}{C_{min}} = 2,3235$$

Mentre il valore di C è risultato pari a:

$$C = \frac{C_{min}}{C_{max}} = 0,684$$

Tramite i diagrammi sopra citati infine, si è calcolato il valore dell'efficienza:

Figura 2-6 – Efficienza scambiatore in controcorrente



Il valore ottenuto dal diagramma, entrando con $C = 0,684$ e $NUT = 2,3235$ è stato del 79%, possono essere fatte delle osservazioni sul valore dell'efficienza di uno scambiatore:

- L'efficienza aumenta velocemente per valore di NUT fino a 1,5 per questo motivo si tende a non utilizzare valori di NUT maggiori di 3 e quindi con grandi dimensioni.
- Il suo valore è indipendente dal rapporto delle capacità C per valori di NUT minori di circa 0,3.
- Per un dato valore di NUT l'efficienza è massima per $C=0$ e minima per $C=1$. Il caso con $C=0$ corrisponde ad avere $C_{max} = \infty$, situazione realizzata quando uno dei due fluidi nell'attraversare subisce un cambiamento di fase. Per $C=0$ la relazione dell'efficienza si riduce alla:

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NUT)$$

Tale relazione risulta valida per qualunque scambiatore se $NUT < 0,3$.

Infine, si è determinata la potenza termica scambiata, dall'equazione di scambio termico fornita dal metodo ϵ -NUT, si è ottenuto un valore pari a:

$$\dot{Q} = \epsilon * C_{min} * (T_{c,e} - T_{f,e}) = 108,211 \text{ W}$$

2.4 Verifica strutturale del componente

La verifica strutturale del componente si è resa necessaria per l'alto livello di stress a cui è sottoposto, a causa dell'alta pressione a cui viene portato il fluido primario da regolare in temperatura. Non sono presenti invece, ulteriori fattori, come per esempio temperatura del fluido, che si trovano a delle temperature relativamente basse.

Per il calcolo delle tensioni presenti sullo scambiatore, si è usata la teoria dei dischi sottoposti ad una pressione interna, in particolare le formule di Mariotte per serbatoi cilindrici ad alto spessore. Non è stato possibile considerare infatti i condotti come dei serbatoi a piccoli spessori. Per definire le pareti a spessore sottile infatti il rapporto s/D deve risultare minore di $1/20$. Nel caso in questione avendo un diametro del tubo di 6,4 mm ed uno spessore della parete di 2 mm, il rapporto sarà sicuramente maggiore del valore limite, per questo motivo si devono considerare pareti ad alto spessore. Essendo il condotto aperto ai lati, non saranno presenti componenti assiali di tensione, le tensioni vengono calcolate al diametro interno, che rappresenta il punto con le sollecitazioni maggiori.

Il materiale è un AISI 316L, materiale che è stato usato per la sua alta resistenza alla corrosione, caratteristica necessaria per l'alta corrosività posseduta del fluido che viene usato. Si è considerato per il calcolo un valore di snervamento del materiale pari a 255 Mpa, ed un valore di rottura pari a 580 Mpa.

La determinazione delle componenti radiale e circonferenziale della tensione, sono state utilizzate le equazioni di Lamè. In particolare, per il condotto del fluido primario, considerando una pressione interna P_1 pari a 100Mpa ed una pressione esterna P_2

pari a 1Mpa, dovuta al fluido secondario che scorre, si sono ottenute le seguenti tensioni:

$$\sigma_r = \frac{P_i * R_i}{R_e^2 - R_i^2} \left(1 - \frac{R_e^2}{r^2} \right) = -100 \text{ MPa}$$

La tensione radiale è pari a -P1 al raggio interno del tubo, mentre la tensione radiale dovuta alla pressione esterna è nulla.

$$\sigma_{c,P1} = \frac{P_1 * R_i^2}{R_e^2 - R_i^2} \left(1 + \frac{R_e^2}{r^2} \right) = 132,727 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{c,P2} = -\frac{P_2 * R_e^2}{R_e^2 - R_i^2} \left(\frac{R_i^2}{r^2} + 1 \right) = -2,33 \text{ MPa}$$

Da notare come le due tensioni circonferenziali hanno segno opposto, essendo la prima determinata da una pressione interna, mentre la seconda da una pressione esterna, che agisca al raggio esterno del condotto. Quindi la componente circonferenziale totale della tensione che è agisce sulle pareti è pari a:

$$\sigma_{c,tot} = \sigma_{c,P1} + \sigma_{c,P2} = 130,4 \text{ MPa}$$

Infine, è stata calcolata la tensione equivalente che agisce sulle pareti, tramite il criterio limite di Von Mises:

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_c^2 - \sigma_r * \sigma_c} = 200,11 \text{ MPa}$$

Considerando come limite il valore della tensione di snervamento del materiale, il valore del coefficiente di sicurezza rispetto la tensione equivalente che agisce sulle pareti del tubo è pari a:

$$X_s = \frac{\sigma_s}{\sigma_e} = 1,274$$

Come si può notare il valore del coefficiente di sicurezza ottenuto è piuttosto basso rispetto lo snervamento, la situazione in cui ci si trova, ci ha creato dei dubbi riguardo il materiale e la sua capacità di resistere alle tensioni che si generano, che tratteremo in seguito. (Chiappini, 2017/2018).

Per il condotto secondario, sono stati eseguiti gli stessi calcoli, andando però a considerare una sola pressione P2, che in questo caso agisce come una pressione interna al condotto pari a 1 Mpa. Il condotto ha un diametro interno di 10 mm mentre quello esterno è di 12 mm, utilizzando le formule per i dischi sottoposti a pressione interna, si sono ottenute le componenti di tensioni, i cui valori sono risultati pari a:

$$\sigma_r = \frac{P_i * R_i}{R_e^2 - R_i^2} \left(1 - \frac{R_e^2}{r^2} \right) = -1 \text{ MPa}$$

Anche in questo caso la componente radiale di tensione è risultata pari alla pressione che agisce in quel punto del condotto. Mentre per la componente circonferenziale, in questo caso si ha una sola componente, avendo in questo caso una sola pressione agente:

$$\sigma_{c,P} = \frac{P_i * R_i^2}{R_e^2 - R_i^2} \left(1 + \frac{R_e^2}{r^2} \right) = 5,454 \text{ MPa}$$

La tensione equivalente, calcolata con il criterio di Von Mises ha un valore pari a:

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_c^2 - \sigma_r * \sigma_c} = 6,107 \text{ MPa}$$

Considerando come limite il valore della tensione di snervamento del materiale, il valore del coefficiente di sicurezza rispetto la tensione equivalente che agisce sulle pareti del tubo è pari a:

$$X_s = \frac{\sigma_s}{\sigma_e} = 41,7542$$

In questo caso il coefficiente di sicurezza del condotto, si è rivelato molto alto, non ci sono quindi problemi di resistenza del materiale.

Avendo ottenuto un valore del coefficiente di sicurezza rispetto allo snervamento basso, per il condotto primario, ciò ci ha spinto ad eseguire anche verifica a fatica. Infatti, il componente subisce una variazione del carico durante il ciclo di test dell'iniettore, la pressione del fluido primario non sarà sempre quella massima, ma, una volta finito il ciclo, il moltiplicatore non è più in funzione, ed il fluido torna alla pressione iniziale che si può considerare nulla. Il continuo salto di pressione subito dal

fluido, comporta un oscillare delle tensioni presenti sul tubo, che lo fanno lavorare a fatica. Essendo le tensioni molto elevate per il condotto primario, vicino a quelle di snervamento ma senza superarle, si è eseguito uno studio di fatica classica sul componente. La fatica classica è un fenomeno che porta a rottura il pezzo in un certo numero di cicli, anche se il carico non è superiore a quello di rottura. Si parla di fatica classica nel caso in cui il carico è al di sotto dello snervamento, se invece supera questo livello e si avvicina a quello di rottura, si parla di fatica oligociclica.

Considerando una tensione massima dovuta al fluido quando si trova alla pressione di 1000 bar. Come tensione minima invece la situazione in cui il ciclo di test è terminato ed il fluido torna alla pressione iniziale. Si considera una tensione nulla, essendo la pressione quasi nulla rispetto quella massima. In tal caso il ciclo di tensione viene detto alterno simmetrico, infatti la tensione media avrà valore nullo. I valori del sigma alterna e di quella media si sono ricavati dai valori massimi e minimi della tensione:

$$\sigma_{max} = 200,11 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{min} = 0 \text{ MPa}$$

Da cui si ottengono i valori delle tensioni caratteristiche del fenomeno della fatica:

$$\sigma_a = 100,55 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = 0 \text{ MPa}$$

Tramite la relazione di Soderberg, si valuta l'interazione tra la sollecitazione ciclica e la sollecitazione media. Ottenendo così il valore della tensione σ_N , valore di tensione che porta a rottura per il sigma alterna in questione, valutandolo poi con quello del sigma limite di fatica, si capisce se il componente sarà o meno a vita infinita.

Per il calcolo del valore del sigma limite di fatica, è stato preso come rapporto di fatica un valore pari a 0,3. Tale valore sta a rappresentare il rapporto tra il sigma limite a fatica del materiale e quella a rottura, il valore del limite di fatica è risultato pari a:

$$\sigma_{lim,f} = 0,3 * \sigma_R = 173,7 \text{ MPa}$$

Considerando un valore di b pari ad 1 ed un coefficiente di sicurezza X pari a 1,5 il valore del sigma a rottura a fatica si calcola come:

$$\sigma_N = \frac{\sigma_a}{\frac{b}{X} - b * \frac{\sigma_m}{\sigma_s}} = 364,774 MPa$$

Il valore ottenuto supera e di molto il valore del limite di fatica, questo sta a significare che il condotto non è in grado di resistere un numero infiniti di cicli, ma dopo un certo numero dovrà essere sostituito. Ovviamente durante la progettazione si vuole ottenere un componente in grado di durare senza problemi per l'intera vita della macchina senza dover essere sostituito. Inoltre, in questo caso la tensione risulta essere molto alta e quindi si avrebbe una durata in cicli relativamente breve. Andando invece a diminuire il coefficiente di sicurezza, ponendolo uguale a 1 e quindi senza porsi in una posizione cautelativa, si ottiene un valore di sigma di:

$$\sigma_N = \frac{\sigma_a}{\frac{b}{X} - b * \frac{\sigma_m}{\sigma_s}} = 164,66 MPa$$

Che risulta essere minore del limite di fatica, ma comunque alto per potersi definire in una situazione di sicurezza.

Figura 2-7

Pressure:	60'000 psi	4'140 bar	Tube:	1/4"	6.4 mm	OD (outer diameter)
				0.09"	2.4 mm	ID (inner diameter)
Material:	EN 1.4404	316L (USA, AISI)	Connection:	HPCT	NOVASWISS Standard 4H	
				HPCT High Pressure Cone + Thread, imperial UNF thread		
Tubes and Nipples						
TBG-60-4	Tubes in 6m length	OD 1/4" / ID 3/32", 60 kpsi				
SNP-60-4	Straight nipple with threads	1/4", 60 kpsi, 64 mm (2.52")				
RNP-60-4	Radius nipple with threads	90°, 1/4", 60 kpsi				

Il valore di tensione ottenuto ci ha subito insospettiti, in componente ad alta pressione infatti secondo i risultati ottenuti è in grado anche se con difficoltà di resistere ai 1000 bar a cui si trova il fluido. Il condotto che porta il fluido ad alta pressione, è un componente commerciale di un fornitore, andando nel catalogo, si è visto che è venduto per una pressione massima fino a 4000 bar.

Indicato in Figura 2-7 si può notare anche il materiale, si tratta di un AISI 316L, lo stesso materiale che è possibile stampare in impresa e che si è usato per i calcoli effettuati. Un materiale del genere viene usato per la sua alta capacità di resistere alla corrosione, ma non possiede degli alti livelli resistenziali a rottura ed a snervamento. Non si riesce quindi a spiegare come possano i componenti commerciali riuscire a resistere fino a delle pressioni così elevate. Analizzando a fondo il catalogo ed il sito del fornitore, ci ha permesso di ottenere ulteriori dati sul materiale usato per questi componenti per elevatissime pressioni. Si tratta di un AISI 316L come indicato nel catalogo, che però subisce un trattamento di deformazione plastica chiamato di Autofrettage, che gli permette di resistere a quelle pressioni.

2.4.1 *Trattamento del materiale*

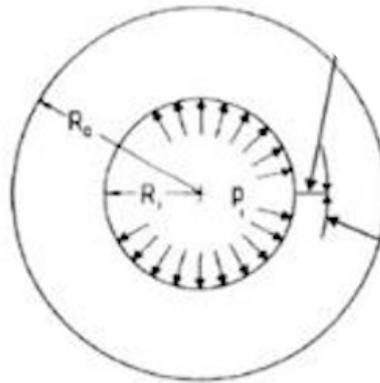
L'autofrettage è un trattamento di deformazione a freddo del materiale, che viene effettuato su componenti che devono lavorare con pressioni molto elevate. Gli obiettivi che si vogliono andare ad ottenere tramite il trattamento sono:

1. Estendere la vita a fatica del componente.
2. Aumentare la pressione interna sopportabile.
3. Innalzare il limite di resistenza del materiale.

Si cerca di ottenerli tramite la generazione in uno stress residuo di compressione all'interno del materiale, in particolare negli strati vicini al raggio interno, dove la pressione causa le tensioni maggiori. Ottenere delle tensioni residue all'interno del componente, sta a significare che si deve indurre una certa deformazione di tipo

plastica, che rimane anche una volta tolto il carico, e che aumenta la resistenza del materiale.

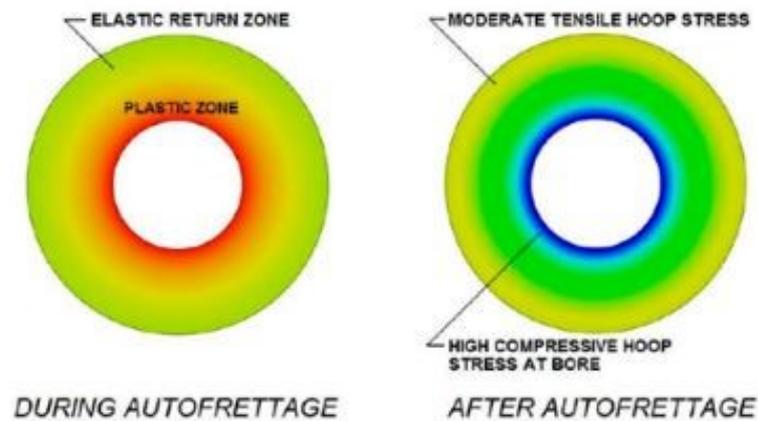
Figura 2-8



Applicando una pressione sufficientemente grande a generare una tensione sulla parete del tubo, che superi il limite di snervamento del materiale, si riesce a deformare plasticamente lo strato superficiale. Dipendentemente al livello di pressione che viene applicato, il trattamento può causare una deformazione permanente che ne aumenta le dimensioni, su una porzione di materiale che va dal 20% al 35%. Come illustrato in Figura 2-9, la pressione applicata inizialmente pone in tensione la parete interna del tubo, il materiale si deforma in campo elastico, quindi subisce una deformazione non permanente che allarga le pareti. Arrivata al livello di pressione di trattamento, il materiale più interno è entrato nella zona plastica di deformazione, ha subito quindi una deformazione questa volta permanente, ed in figura è colorato di rosso.

La tensione ovviamente non è costante con il valore del raggio, ma diminuisce andando verso il raggio esterno, questo sta a significare che non tutto il materiale subisce la stessa deformazione. La diversa colorazione indica questa situazione in figura, si vede come il materiale esterno non è colorato in rosso, perché non subisce una deformazione plastica, ma si tratta di una deformazione elastica, che una volta tolto il carico si recupera.

Figura 2-9 - Autofrettage

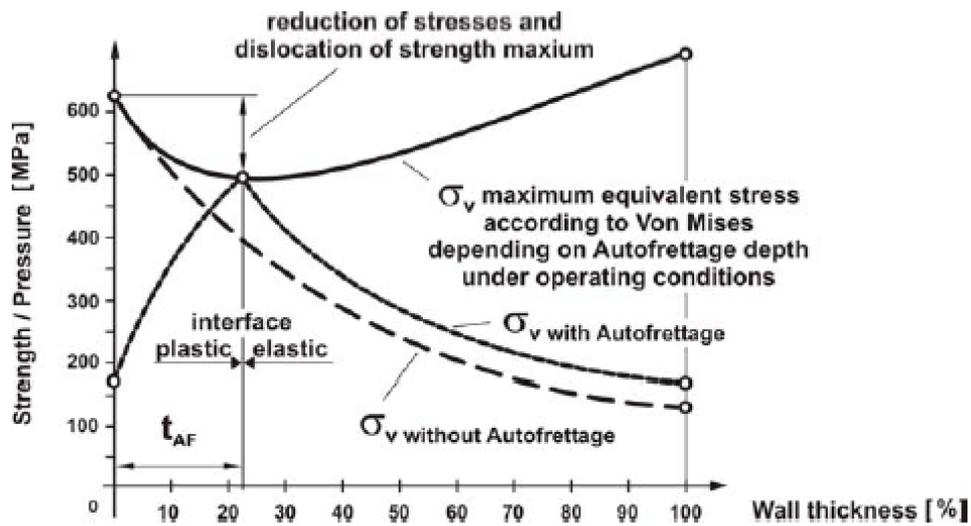


Quando viene tolta la pressione di autofrettage infatti, il materiale che è stato deformato in campo elastico recupera la deformazione iniziale. Stessa cosa avviene per il materiale della parete interna, che però avendo anche una parte plastica di deformazione non recupera a pieno le dimensioni iniziali. Il materiale esterno che era deformato elasticamente, nel ritornare allo stato iniziale, verrà contrastato quindi dal materiale interno deformato in maniera permanente.

Questo meccanismo alla fine del processo genererà una tensione residua di compressione, sul materiale al raggio interno del tubo. La tensione residua assieme alla deformazione plastica che ha causato un incrudimento del materiale, permette al componente di innalzare il livello di pressione massima, oltre che ad aumentare la durata di vita a fatica, si esegue a tutti gli effetti un'auto cerchiatura del materiale.

Il valore della pressione di autofrettage deve essere scelto in funzione della pressione di lavoro a cui si deve sottoporre il componente. Al fine di ottimizzare e quindi minimizzare il livello di tensione massima equivalente, che si sposta all'interno della parete. Non è più nel bordo interno, ma sarà nel punto di discontinuità tra la zona che sarà sottoposta alla tensione residua e quella che invece non ne subisce gli effetti, come si può notare in Figura 2-10.

Figura 2-10 – Tensioni dopo autofrettage



Di solito il valore della pressione va dai 250 MPa ai 400 MPa, il trattamento si può eseguire sia tramite applicazione di una pressione, oppure in modo meccanico. Inserendo nel foro un inserto metallico di dimensioni maggiori di quelle del foro, si andrebbe a deformare il materiale ottenendo lo stesso risultato.

2.5 Analisi agli elementi finiti

Al fine di validare ed effettuare una verifica dei calcoli eseguiti analiticamente, è stata eseguita una simulazione statica, tramite il software Ansys. L'impostazione e l'esecuzione della simulazione non si è rivelata semplice, infatti la geometria a spirale e le piccole dimensioni dei condotti, ci ha costretto ad utilizzare una grandezza molto piccola per l'elemento di mesh.

Si è scelta infatti una grandezza di 1 mm per l'elemento di mesh, ed il fatto che il condotto abbia una lunghezza di quasi 6 metri, queste caratteristiche della mesh, hanno reso il processo non di semplice esecuzione. Cercando inizialmente di impostare una grandezza maggiore per l'elemento di mesh, i risultati ottenuti si sono rivelati insoddisfacenti. Il condotto primario con elementi di mesh grossolani veniva meshato con un solo elemento ed anche all'interno sulle pareti del tubo si formavano numerose zone di singolarità che portavano ad un risultato non veritiero.

Come si può notare dalla **Errore. L'origine riferimento non è stata trovata.**, per la simulazione è stata riportata l'intera geometria dello scambiatore, composta dai condotti primario e secondario e dai blocchetti che fungono da raccordi per la connessione con il circuito del fluido secondario. Inizialmente si era pensato di applicare dei vincoli di incastro alle estremità del condotto primario. Questa soluzione però è stata poi cambiata, andando ad applicare i vincoli sui blocchetti, configurazione che si avvicinava di più a quella che è in realtà.

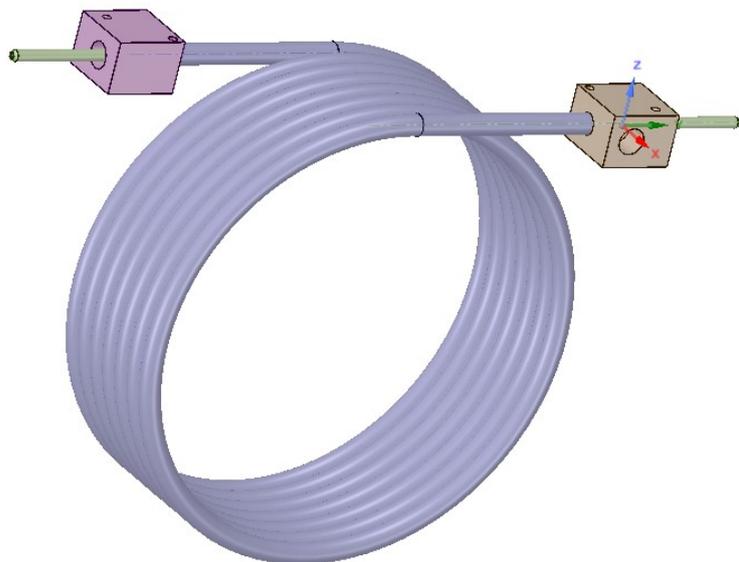
Le impostazioni nel set-up dello studio statico sono:

- *Fixed Support: applicati sui fori presenti nei blocchetti di collegamento.*
- *Mesh: element size di 1 mm come condizione generale.*
- *Pressure: sono presenti due pressioni, una di 100 MPa interne al condotto primario, una seconda di 1MPa viene applicata nel condotto secondario.*

Lo scambiatore è infatti fissato ad una staffa di montaggio, tramite i fori filettati che sono presenti sui blocchetti. Il condotto secondario va a battuta su di essi, poi tramite una ghiera che viene avvitata si porta a tenuta il blocchetto. Il condotto primario invece

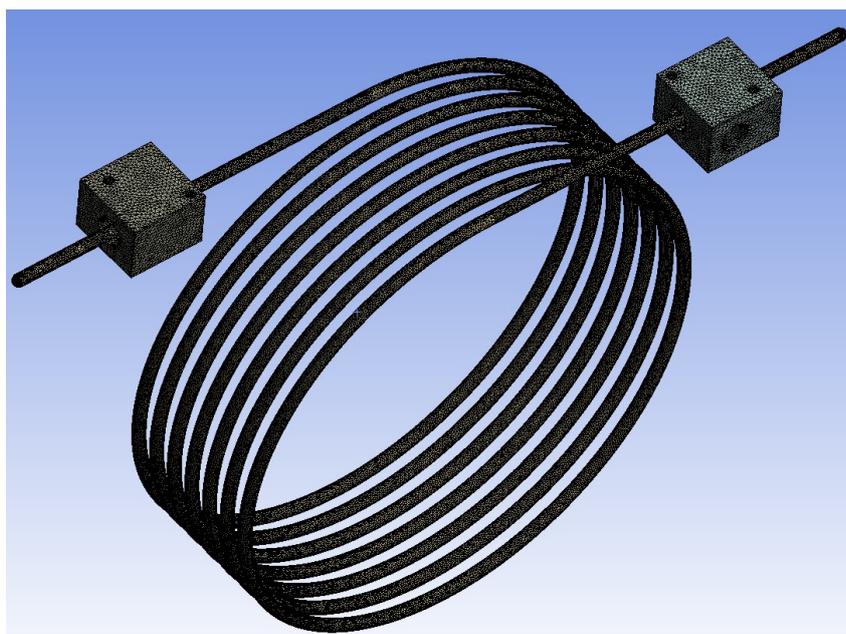
è filettato alle estremità e si va a connettere ad un raccordo a 90° non presente in figura.

Figura 2-11 – Geometria in Space claim



La mesh applicata si è rivelata molto fine, ma necessaria per non avere singolarità nei risultati.

Figura 2-12 – Mesh



Andando ad analizzare i risultati ottenuti, come ci si aspettava le tensioni maggiori si hanno nel condotto interno, su cui è applicata la pressione maggiore. In particolare, la parete interna, su cui agisce direttamente, presenta le tensioni maggiori.

Figura 2-13 – Tensioni equivalenti

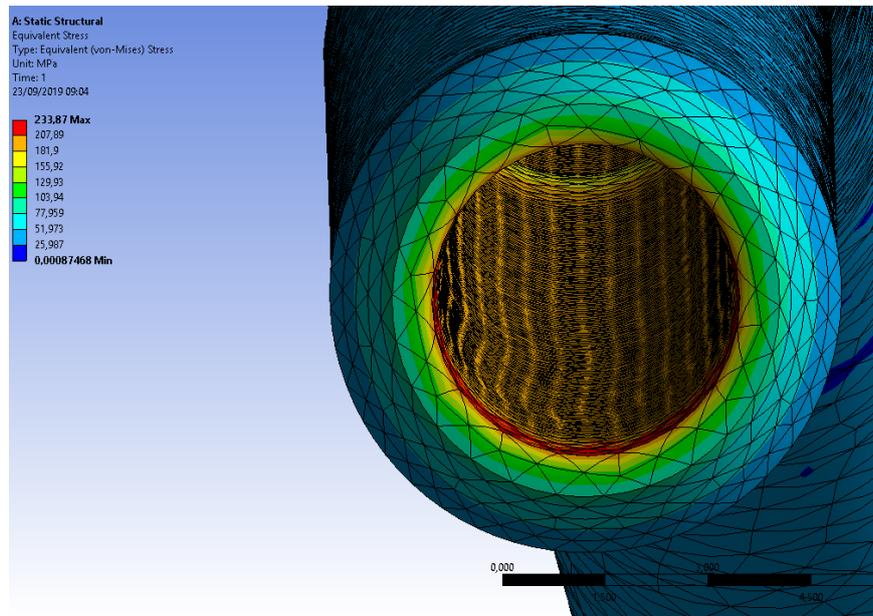
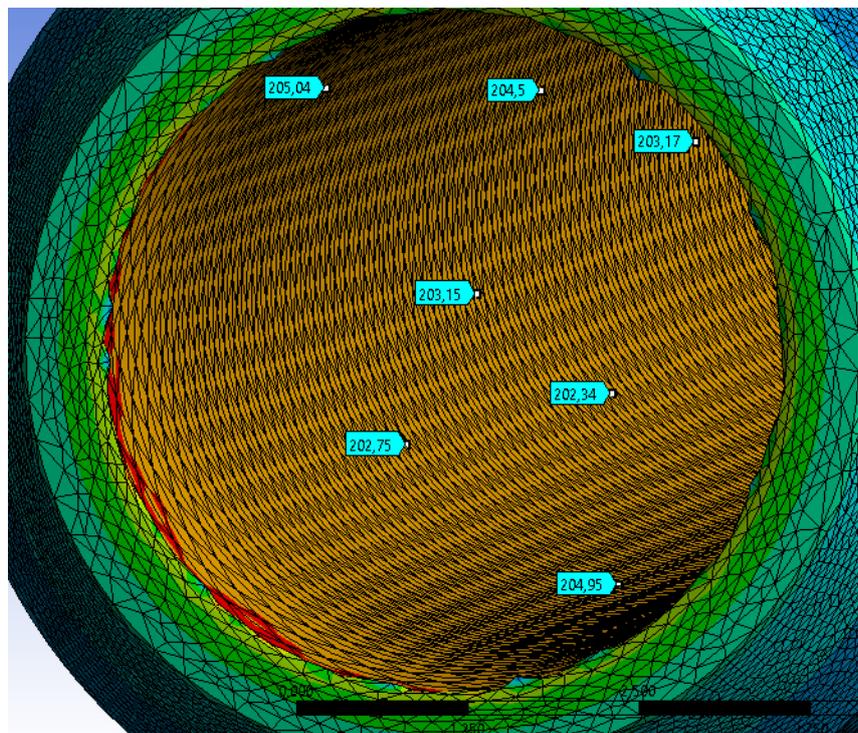


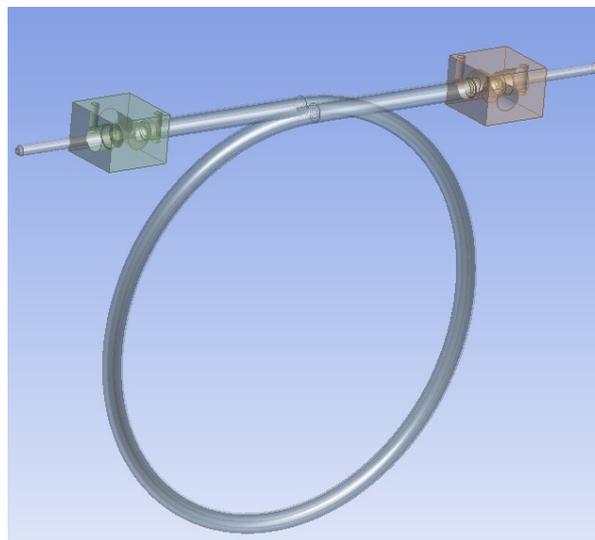
Figura 2-14 – Tensioni interne al tubo



Come si può notare dalla Figura 2.13 le tensioni passano dal valore massimo alla parete interna, alla tensione minima andando verso l'esterno. I valori ottenuti facendo delle misurazioni a campione sulla parete interna, sono corrispondenti con i valori ottenuti tramite calcoli analitici, il valore si attesta in media sui 203 MPa. Il valore massimo riportato in legenda di 233 MPa, che dalla colorazione si ha nel bordo in entrata del condotto, è dovuto a delle singolarità nella mesh che possono essere trascurate.

Cercando di inserire una mesh meno fitta, al fine di rendere l'esecuzione della simulazione meno gravosa per la macchina, e ridurre la sua durata, si è notato che la mesh non era sufficiente ed i risultati che si ottenevano non erano veritieri. Si potevano vedere infatti dei punti di singolarità anche nella parete interna del tubo e non solamente all'estremità. Si è pensato quindi di eseguire la prova, non più sull'intero scambiatore, ma solamente su una spirale delle sette che lo compongono. Infatti, la geometria è totalmente simmetrica e nulla ci portava a pensare che i risultati potessero cambiare.

Figura 2-15



Simulando una sola spirale, si è potuto ridurre notevolmente la durata necessaria per eseguire la simulazione, nonostante si sia andata a rendere ancora più fitta la mesh, I risultati ottenuti inoltre hanno mostrato, che la situazione non cambia rispetto all'esecuzione della simulazione con l'intera geometria dello scambiatore.

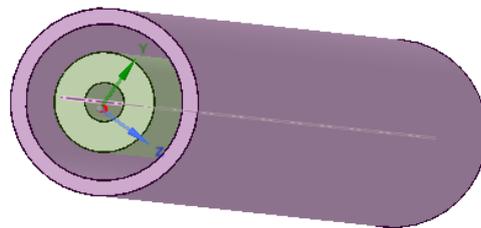
2.6 Simulazione termo-fluidodinamica

Per validare i risultati ottenuti analiticamente e caratterizzare in modo completo lo scambiatore dal punto di vista termico, è stata effettuata una simulazione CFD tramite il pacchetto Fluent. Tramite il quale si può eseguire una simulazione fluidodinamica, dei fluidi che scorrono all'interno del condotto, ma anche andare ad associare le temperature e simulare così lo scambio termico.

La prima operazione di pre-processing è quella di inserire la geometria da simulare ed estrarre da essa i volumi, rappresentandoli come dei solidi, che poi verranno usati nell'ambiente di simulazione. Nel nostro caso sono presenti i seguenti volumi:

1. *Fluid domain: condotto dove scorre fluido primario.*
2. *Tube: parete del tubo ad alta pressione.*
3. *Shell: condotto con fluido secondario, considerando la parete esterna adiabatica.*

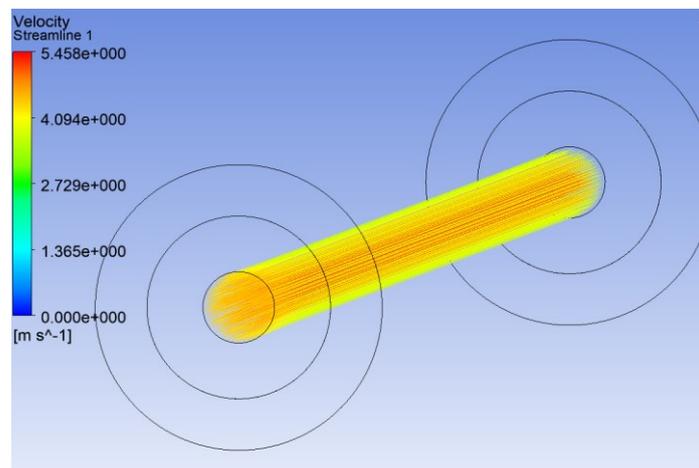
Figura 2-16 – Geometria



Inizialmente si aveva intenzione di eseguire una simulazione in transitorio, ovvero i condotti inizialmente vuoti, si riempivano gradualmente dei fluidi, che scambiavano tra loro calore. Per una eccessiva difficoltà di esecuzione della simulazione, si è deciso di eseguire la simulazione solamente in stazionario, ovvero si considera i condotti già riempiti all'inizio della simulazione. Si è optato per questa soluzione anche perché, ci si è resi conto che rispecchia maggiormente la situazione reale, in cui il fluido è già all'interno dei condotti dello scambiatore, nel momento in cui parte la regolazione della temperatura.

La simulazione della geometria totale, come nel caso dello studio statico, si è rivelata molto complessa e di lunga durata. Al fine di una prima verifica della simulazione si è simulato un tratto rettilineo di 200 mm con la geometria dello scambiatore, composta dai due condotti concentrici. Inserendo come temperatura in entrata del fluido caldo i 23°C, mentre per il fluido freddo i 19°C, tale valore non è quello reale, infatti essendo in controcorrente, il fluido freddo in quel punto si è già riscaldato. Ma è comunque giusta per eseguire un paragone con i calcoli analitici, si è misurata infatti la temperatura del fluido caldo con questa configurazione, ottenendo così il valore del ΔT subito dal fluido.

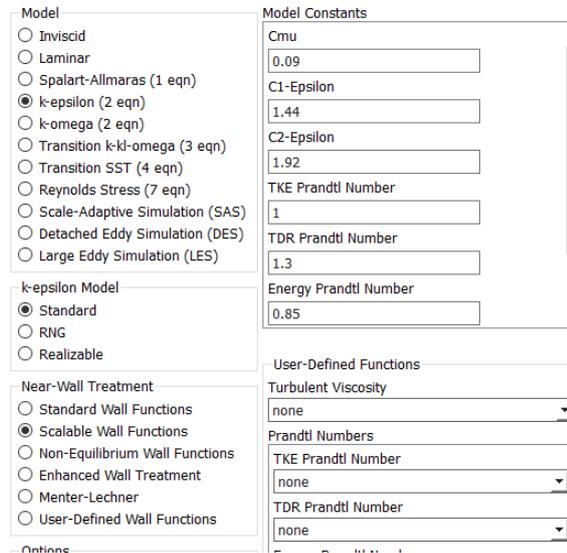
Figura 2-17 - Streamline



Al fine della simulazione, si deve conoscere la velocità del fluido all'interno del condotto in entrata, e specificare il tipo di moto in funzione di tale velocità, in Figura 2-16 si possono vedere le streamline del fluido primario. Durante il set-up sono state eseguite le seguenti operazioni:

1. *Equazione energia: ON.*
2. *Viscous Model: k-epsilon (2 eqn), Realizable, Scalable Wall Functions, che specifica che il moto è turbolento.*
3. *Cell zone condictions: Fluid domain e Shell riempiti dal fluido, Tube in acciaio.*
4. *Boundary Conditions:*
 - a. Hot inlet, velocity inlet 4,2 m/s, T=296,15 K

Figura 2-18- Setup simulazione



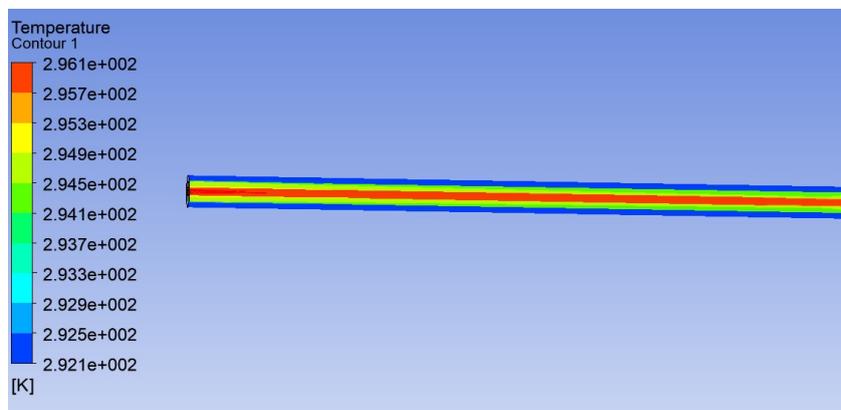
- b. Cold inlet, velocity inlet 0,71 m/s, T= 293,15 K
- c. Hot outlet, pressure outlet
- d. Cold outlet, pressure outlet

Lanciando la simulazione con tali impostazioni di setup, i risultati che ci interessano sono:

- $T_{out,hot} = 295,861 K (22,71^{\circ}C)$
- $T_{out,cold} = 292,365 K$

Eseguendo i calcoli tramite foglio Excel, inserendo gli stessi parametri, si sono andate a calcolare le stesse temperature, ottenute dalla simulazione.

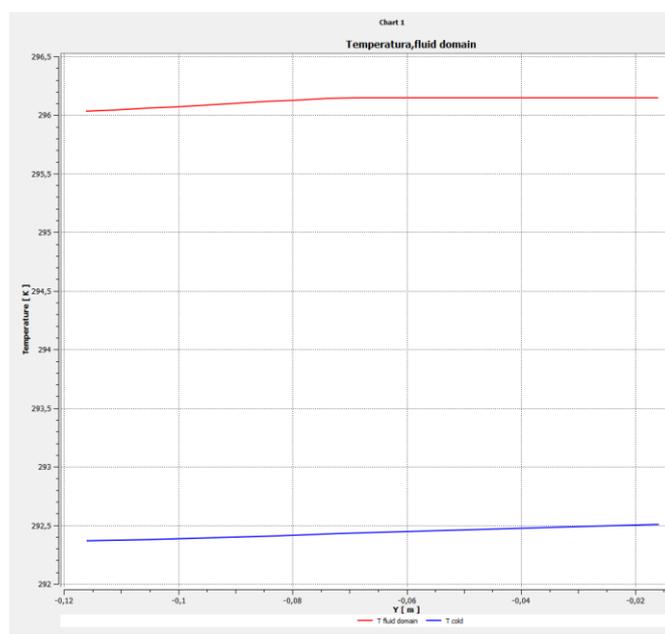
Figura 2-19 – Risultati scambio termico



I valori ottenuti tramite calcoli analitici corrispondono a quelli della simulazione, questo ci ha permesso di prendere come buona la simulazione e di conseguenza il set-up e la mesh usata.

Al fine di prevedere, il ΔT e di conseguenza la variazione della temperatura del fluido primario all'interno del condotto, tramite il software è stato plottato l'andamento della temperatura in funzione della distanza.

Figura 2-20 – Andamento temperatura



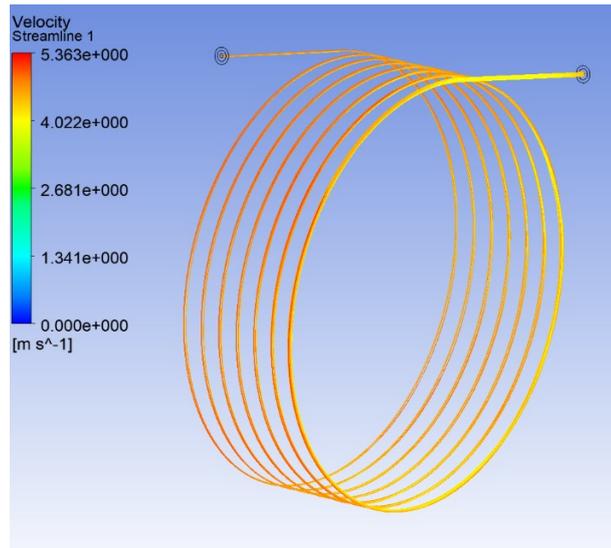
Come si può notare dalla Figura 2-18, l'andamento della temperatura è sostanzialmente lineare, conoscendo quindi la temperatura di entrata del fluido e la temperatura in uscita, e la lunghezza dello scambiatore, si può andare a definire la variazione del fluido primario per unità di lunghezza.

Le stesse impostazioni di set-up sono state inserite in una nuova simulazione, in cui però è stata utilizzata l'intera geometria dello scambiatore. La geometria, come nel caso della simulazione statica, avendo delle dimensioni dei condotti molto ridotte, necessita di una mesh molto fitta, che deve essere ripetuta per l'intera geometria. Ciò complica la simulazione, che essere fluidodinamica con equazioni dell'energia attivate,

è molto più onerosa in termini di tempo rispetto a quella statica. I risultati ottenuti sono:

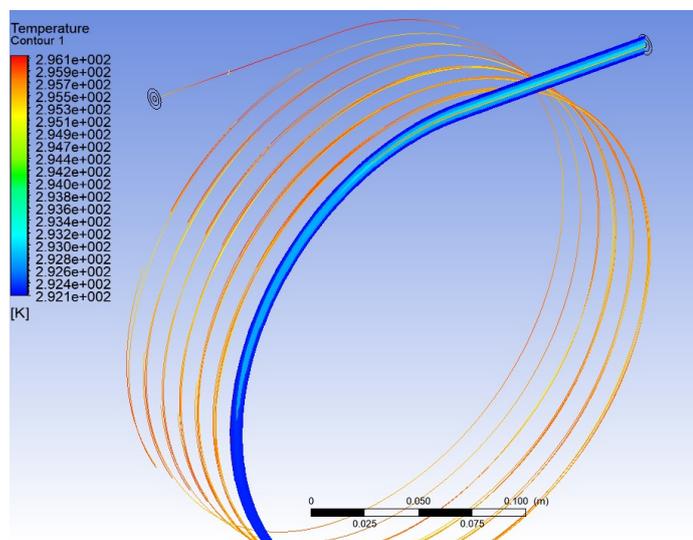
- $T_{out,hot} = 292,953 \text{ K} (\approx 20^\circ\text{C})$
- $T_{out,cold} = 294,437 \text{ K} (21,287^\circ\text{C})$

Figura 2-21-Streamline fluido



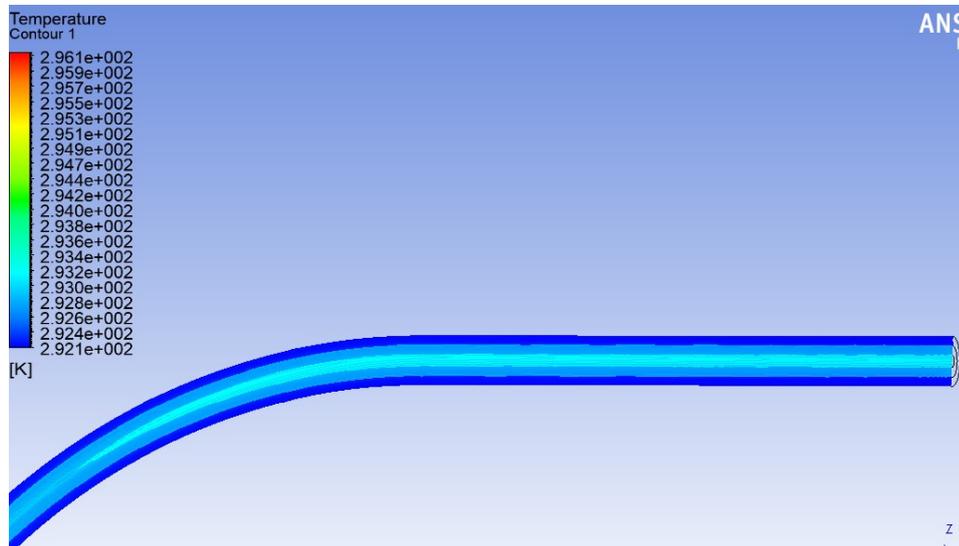
I valori ottenuti sono quasi coincidenti con quelli ottenuti tramite il foglio di calcolo, come ci aspettavamo. Questo chiude la prima parte dello studio, che ha permesso di caratterizzare lo scambiatore.

Figura 2-22 – Contour temperatura



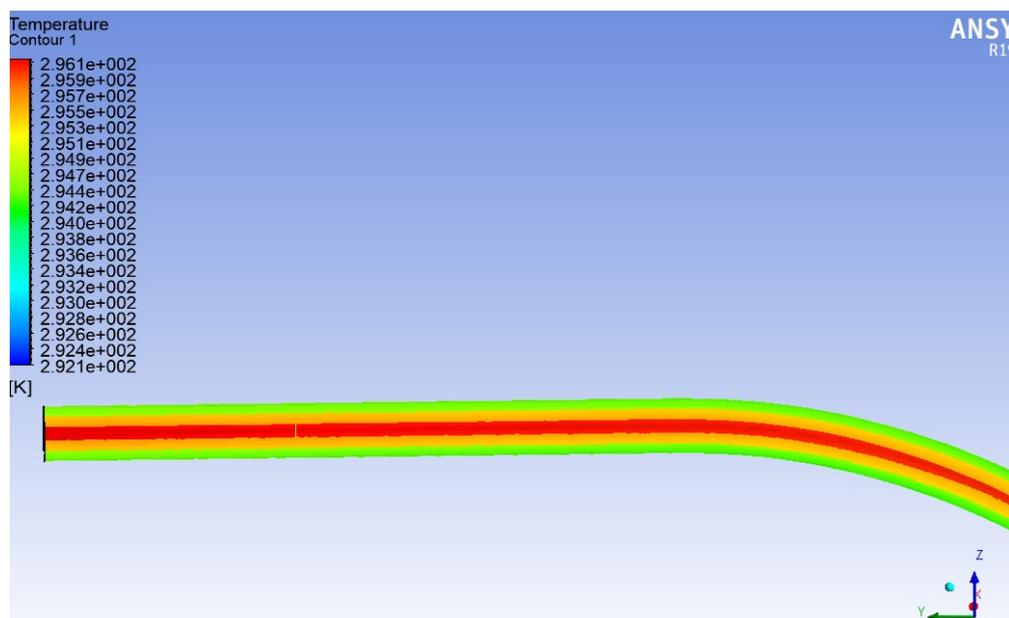
Per quanto riguarda la zona di uscita del fluido primario e quella di entra di quello secondario. Da notare la T in entrata del fluido freddo pari a 19 °C.

Figura 2-23 – Tout,hot



Mentre per la zona di uscita del fluido secondario e quindi di entrata del fluido primario, la situazione è la seguente:

Figura 2-24 – Tout,cold



Da notare il valore della temperatura del fluido primario in entrata pari a come imposto a 23°C.

I risultati ottenuti tramite questa simulazione verranno poi usati come mezzo di paragone, al fine di valutare le prestazioni delle geometrie che si otterranno nel corso della progettazione. In particolare, non si userà l'intera geometria, una simulazione di quella geometria, non darebbe dei risultati abbastanza rapidi. Ma si è pensato di utilizzare il tratto di condotto rettilineo lungo 200 mm. Le simulazioni verranno quindi eseguite su condotti tutti dello stesso tipo, andando in ogni caso a variare la geometria della sezione dello scambiatore, attraverso la quale viene scambiato calore. La configurazione che permetterà di ottenere il raffreddamento maggiore del fluido primario, verrà usata per lo sviluppo dello scambiatore.

3 Progetto nuova soluzione

In questo capitolo verrà presentato il progetto del nuovo scambiatore, illustrando le diverse idee pensate ed analizzate. Verranno spiegati quali sono stati i motivi che hanno portato alla geometria finale, evidenziando i passaggi seguiti e quali sono stati i vantaggi ottenuti. Si parlerà inoltre dello studio eseguito sul materiale tramite cui si pensa di produrre il componente, ed una panoramica sulla tecnologia di additive manufacturing, sulla quale si basa anche il piano di fabbricazione.

3.1 Obiettivi e vincoli di progettazione

Come prima fase si è andati a definire gli obiettivi di progettazione a cui si ambiva, ponendoli anche come basi della stessa. In particolare, si cercava di:

1. Ottimizzare le dimensioni dello scambiatore, rendendolo più compatto possibile.
2. Mantenere le caratteristiche di scambio termico, oppure migliorarle.
3. Utilizzare la tecnologia di additive manufacturing per sfruttare al massimo la geometria.

I vincoli da seguire erano diversi, ovviamente le temperature di entrata dei fluidi e quella di uscita del fluido primario erano fissate da specifica. Volendo inoltre utilizzare come tecnologia di produzione quella dell'additive, si hanno dei vincoli sulla geometria stampabile e dimensioni massime del componente, che verranno analizzati in seguito.

Uno dei fattori che più ha influenzato la progettazione, è l'alta pressione a cui si trova il fluido all'interno del condotto primario. Le alte tensioni che si sviluppano non sono trascurabili durante la progettazione, mentre le temperature dei fluidi essendo relativamente basse, non comportano un aggravio della situazione. Come si è visto precedentemente, i componenti commerciali ad alta pressione, subiscono dei trattamenti per riuscire a resistere in sicurezza, cosa che il materiale AISI316L che è possibile stampare, non sarebbe in grado di fare senza trattamento, come visto

attraverso calcoli e simulazione statica. Questo ci ha costretti ad effettuare uno studio approfondito del materiale e della sua resistenza meccanica. Essendo prodotto tramite stampa 3D, è interessante capire come tale materiale si comporta sotto sforzo, sia in campo elastico che in campo plastico, e se si hanno delle differenze rispetto un materiale ottenuto con tecniche tradizionali a livello di resistenza.

La conoscenza del comportamento elasto-plastico del materiale, ci permetterebbe tramite l'utilizzo di Ansys di andare a simulare un possibile trattamento sul materiale, come per esempio l'autofrettage. Inserendo una pressione pari a quella ottimale di trattamento, si possono simulare le tensioni residue che si avrebbero a causa della deformazione plastica. Andando poi ad inserire di nuovo la pressione di lavoro, si può valutare la tensione massima equivalente che si ha, e di conseguenza anche i benefici che il trattamento porta. Per questo motivo in collaborazione con L'Università Politecnica delle Marche, si è deciso di effettuare uno studio di caratterizzazione del materiale, tramite prove di trazione su dei provini ottenuti tramite la macchina di stampa TP3000 presente in impresa. Non si avevano infatti a disposizione dati o prove svolte sul materiale per manifattura additiva all'interno dell'impresa. Si è colta così l'occasione per effettuare uno studio di caratterizzazione completo del materiale, per capire il comportamento in base all'orientazione di stampa o diverso piano di stampa.

3.2 Idee ed analisi delle soluzioni

Come anticipato la progettazione del nuovo scambiatore, inevitabilmente ha come basi gli obiettivi posti all'inizio del capitolo. Non si è rivelato però semplice prendere il via inizialmente a causa del grande numero di variabili da considerare. Ognuna di queste variabili poteva rivelarsi di centrale importanza al fine della corretta progettazione e quindi necessitava di essere valutata attentamente.

Per riuscire nell'intento di ridurre le dimensioni dello scambiatore si avevano sostanzialmente due strade da seguire. Una riduzione delle dimensioni equivale ad una riduzione della superficie di scambio termico, per riuscire a scambiare la potenza termica necessaria si aveva la necessità però di mantenere una superficie di scambio

adeguata. Si doveva riuscire quindi ad ottimizzare la disposizione della geometria per ridurre al minimo le dimensioni d'ingombro. Altra soluzione possibile era quella di ridurre al minimo la superficie di scambio, aumentando la capacità della geometria di scambiare calore e quindi aumentare le prestazioni dello scambiatore. L'aumento di prestazioni deve quindi sopperire alla riduzione della superficie disponibile per scambiare la potenza necessaria.

Durante la progettazione si è cercato di eseguire un'analisi in più fasi, per prima cosa infatti si è cercato di verificare la fattibilità di stampa della soluzione, solo in un secondo momento vengono eseguite le simulazioni termiche per la verifica delle prestazioni. Eseguire delle simulazioni su di una geometria che non eravamo poi in grado di realizzare, sarebbe risultato infatti solamente una perdita di tempo.

3.2.1 *Corpo cavo con condotto alettato*

Con la prima soluzione considerata si è cercato di modificare la geometria dello scambiatore, senza diminuire la superficie di scambio, ma cercando di ottimizzarne la disposizione nello spazio per ottenere un componente più compatto. L'idea era quella di creare un corpo esterno in cui far scorrere il fluido secondario, che contenesse al suo interno una serpentina in cui far scorrere il fluido primario.

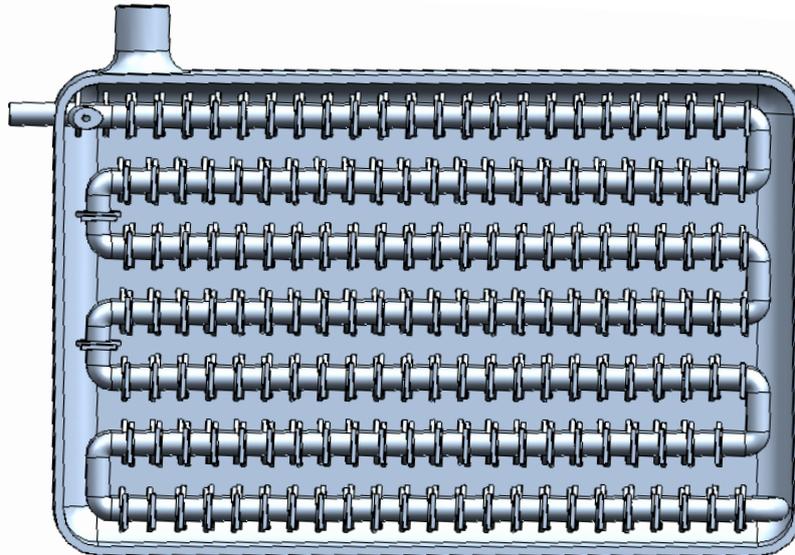
Per sfruttare al massimo la superficie della serpentina, si è pensato di costruire un'alettatura sulla superficie esterna del condotto, inserendo così nuova superficie di scambio termico, aumentando così il calore scambiato. Le dimensioni dello scambiatore risultano essere così ridotte, ma si necessita sempre di una serpentina molto lunga e complicata. I punti da andare ad analizzare con attenzione in ognuna delle soluzioni erano:

1. Analisi e valutazione delle performance di scambio termico.
2. Fattibilità di realizzazione mediante manifattura additiva.

Al fine di valutare le prestazioni riguardo lo scambio termico, si può ben capire che dal punto di vista analitico, il procedimento usato per l'analisi di verifica, non può essere

più utilizzato essendo stata cambiata la configurazione della geometria. Per l'analisi analitica i due tubi concentrici rappresentavano un caso relativamente semplice da trattare perché i fluidi scorrono in condotti circolari, pur essendo efficace al fine dello scambio termico. In questo caso infatti si ha il fluido primario che scorre dentro un condotto, mentre il fluido secondario viene immesso in corpo scavato, ed è quindi complicato valutare il tipo di moto che il fluido ha al suo interno e la sua velocità. Al fine della simulazione il tipo di moto ed il valore della velocità devono essere inseriti come dati di input e quindi è importante che siano accurati, lo scambio termico è infatti fortemente dipendente da questi dati.

Figura 3-1-Corpo con serpentina



Avendo scartato la possibilità di analizzarla analiticamente, si è cercato di eseguire una valutazione CFD della soluzione, che comunque rispetto al caso precedente è risultata più complicata. Infatti, il fluido secondario scorrente all'interno del volume del corpo, ci costringere ad inserire l'intero volume nella simulazione. Quindi di eseguire una meshatura sull'intero volume, che porta la simulazione a complicarsi.

Inizialmente si è cercato di analizzare solamente il moto che ha il fluido secondario all'interno del corpo scavato. Si tratta infatti di un'informazione fondamentale, che potrebbe rendere non fattibile la soluzione. Conoscendo la portata del fluido e le

dimensioni del condotto di entrata del fluido, è possibile conoscere la velocità con cui il fluido scorre nel condotto.

Figura 3-2- Streamline interne al corpo

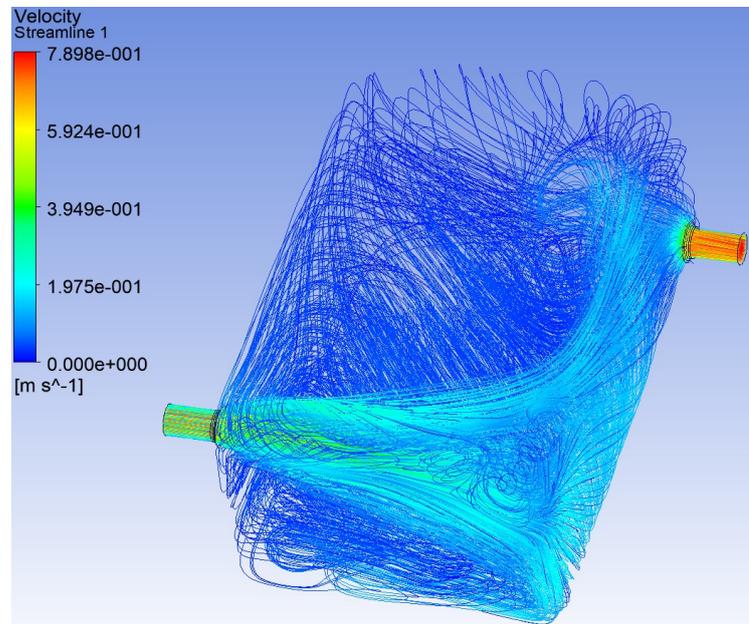
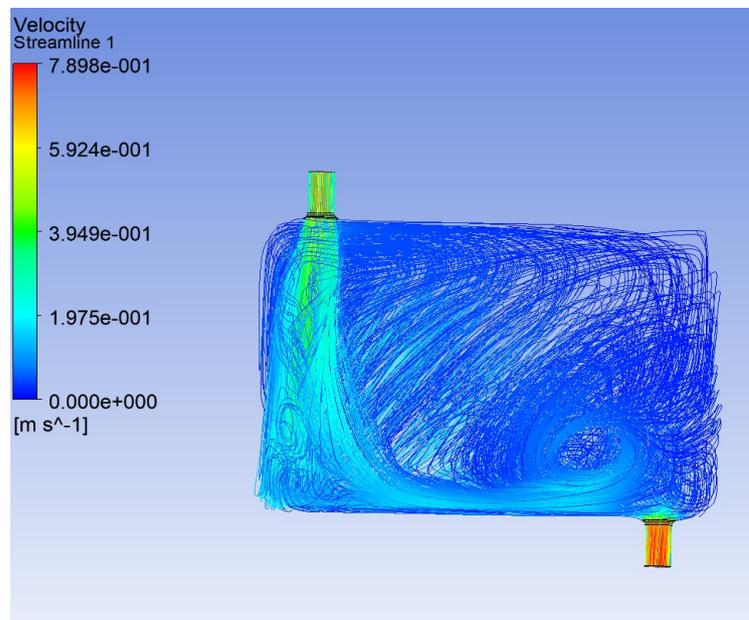


Figura 3-3



Come si può notare nelle figure riportate nella pagina precedente, come ci si aspettava, il flusso all'interno del corpo ha un andamento totalmente casuale e non

controllabile in questo caso. Inoltre, si vede chiaramente che flusso non ha velocità costante in tutto il volume, è concentrato in alcune zone, verso cui è indirizzato dal foro di ingresso. Il fluido entra alla velocità impostata, mentre entrando nel volume del corpo subisce come prevedibile un rallentamento, questo è riscontrabile dalla diversa colorazione delle streamline presenti in Figura 3-3. Il colore blu sta ad indicare una velocità quasi nulla, quindi il fluido non riesce a raggiungere molte zone dello scambiatore.

Non avere fluido secondario a contatto con la parete del condotto primario vuol dire non sfruttare la superficie di scambio termico disponibile. Quindi anche avendo aumentato la superficie di scambio tramite le alette apportate, con questa soluzione non siamo in grado di sfruttare la superficie disponibile, ma ne viene sfruttata solamente la parte in cui il fluido secondario arriva. Ciò equivale a non inserire quella superficie aggiuntiva, che si è considerata.

Inoltre, la velocità massima si ha all'ingresso del condotto, ed è pari alla velocità che si aveva nel condotto secondario nella configurazione a tubi coassiali. Il fatto che però la velocità sia minore all'interno del corpo, vuol che il coefficiente di scambio termico convettivo sarà minore del caso precedente. Quindi la capacità dello scambiatore di scambiare calore sarà minore rispetto a quella soluzione di partenza, questo unito al moto del flusso non uniforme ci ha portato a ripensare la soluzione, in quanto con questa configurazione non si sarebbero rispettate le specifiche previste.

Anche dal punto di fattibilità di stampa, con il gruppo di additive si sono riscontrate alcune criticità, infatti trattandosi di superfici a sbalzo il corpo sarebbe stato riempito di supporti internamente, sono delle strutture non piene che però avrebbero comunque peggiorato ulteriormente il movimento del fluido all'interno, rallentando la velocità che già non risultava elevata. Sarebbe stata difficoltosa inoltre la rimozione della polvere in eccesso che sarebbe rimasta all'interno dei condotti e del corpo cavo. Tutto ciò ha portato a scartare questa soluzione alternativa del componente, le analisi effettuate ci hanno fatto capire, che con questa congiurazione si sarebbero sfruttate nel modo migliore le superfici di scambio termico.

3.2.2 *Configurazione a tripla elica*

Dall'analisi eseguite nel paragrafo precedente è stata scartata l'ipotesi di far scorrere il fluido secondario all'interno di un corpo cavo invece di un condotto. Infatti, con una configurazione del genere non si è in grado di sfruttare a pieno lo scambio di calore dovuto al movimento del fluido del condotto secondario. Come visto dal foglio di calcolo analitico risulta già limitante per il coefficiente di scambio globale, essendo il suo valore nettamente minore a quello di convezione che ha il fluido primario. In questo caso si sarebbe peggiorato ulteriormente, diminuendo la capacità globale del sistema di scambio di calore attraverso la superficie.

Avendo capito l'importanza del tipo di moto e la velocità del fluido secondario, si è cercato il modo per sfruttare al massimo questa caratteristica dello scambiatore. La conclusione a cui si è arrivati è che proprio la configurazione a tubi coassiali, è quella che ci permette di ottimizzare il moto, infatti il fluido scorrerà all'interno di un condotto. Modificando la sezione del condotto siamo in grado di modificare di conseguenza anche il moto del fluido.

La soluzione intrapresa quindi è stata quella di riposizionare i due tubi coassiali in una nuova geometria. Che ci permettesse di ottimizzare le dimensioni di ingombro dello scambiatore, sfruttando così al massimo la tecnologia di additive che ci permette di ottenere geometrie molto complicate.

Sfruttando anche una soluzione utilizzata in un altro progetto in impresa, si è pensato di utilizzare una geometria a doppia elica, composta dai due condotti disposti ad elica compatta. Sfruttando lo spazio presente all'interno dell'elica principale per il posizionamento di ulteriori eliche di condotti, senza un aumento dell'ingombro totale rispetto a quello dell'elica principale si ottiene però uno scambiatore con una lunghezza quasi duplicata. Cercando di "esasperare" questa idea si è arrivati ad una geometria a tripla elica, riportata in Figura 3-4 e **Errore. L'origine riferimento non è stata trovata..**

Figura 3-4-Scambiatore tripla elica

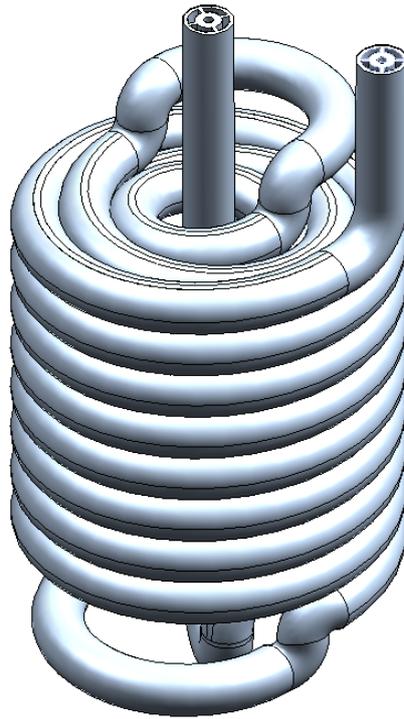


Figura 3-5

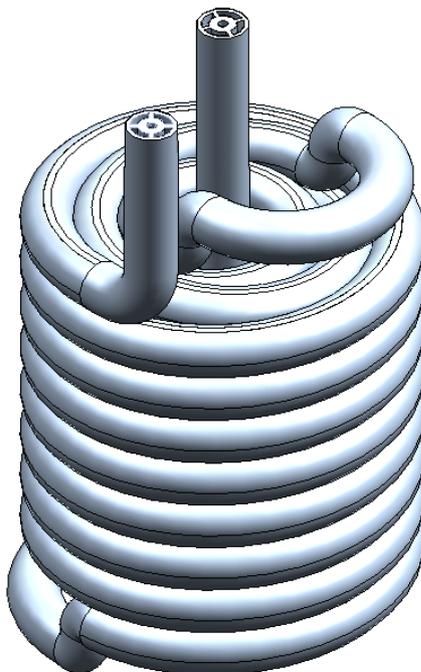
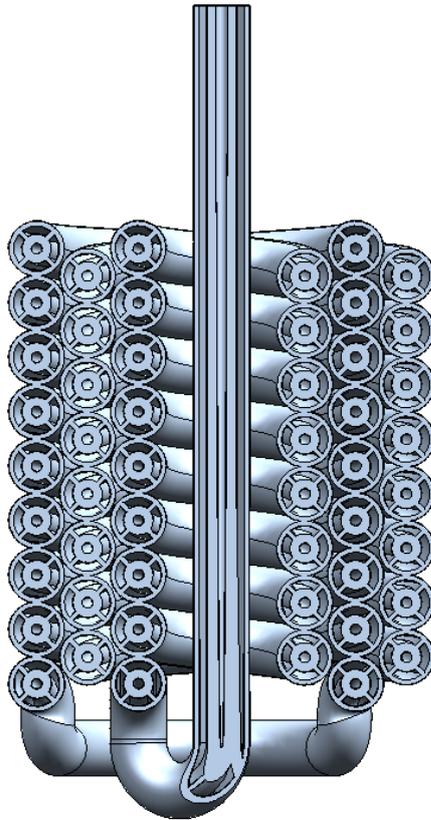


Figura 3-6



Lo scambiatore è sempre di tipo in controcorrente, con i condotti di connessione che si trovano nella stessa direzione e verso, in modo da facilitare il processo di stampa che può essere così effettuato con direzione di avanzamento verticale. Si può notare in figura come alla fine della terza elica, è stato realizzato un condotto passante all'interno dell'ultima spira per poter essere riportato nello stesso punto dell'altro condotto. Questa configurazione ci permette di sfruttare al massimo il posizionamento dei condotti nello spazio, ottenendo una lunghezza totale dello scambiatore pari a quelle dello scambiatore di partenza, ottenendo però dei valori di ingombro totale molto ridimensionati.

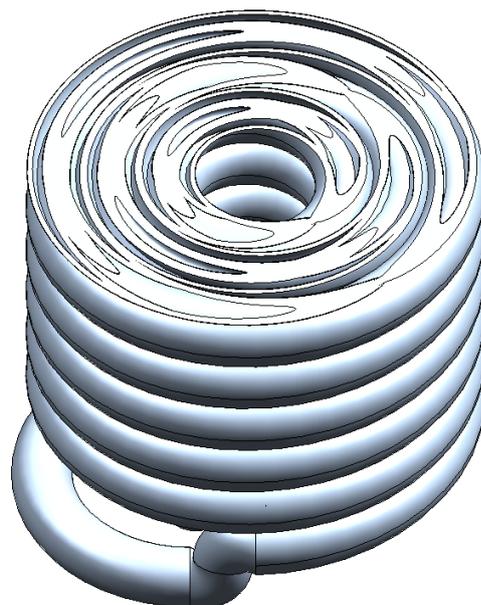
Eseguendo uno studio di fattibilità riguardo processo di additive, la geometria è risultata realizzabile, ma con dei punti di criticità che si andranno a realizzare approfonditamente:

1. Difficoltà di pulizia dei condotti dalla polvere in eccesso, essendo infatti dei condotti molto lunghi, si potrebbero avere dei problemi per far uscire la polvere tramite aria compressa.
2. Formazione di supporti nelle zone di connessione tra le diverse eliche, con conseguenti difficoltà nella pulizia ed asportazione dei supporti.
3. Possibili deformazioni durante il processo di stampa, dovute alla geometria della sezione da stampare nel layer.

Utilizzando come direzione di stampa quella del piano verticale, tramite il software di processing utilizzato per la preparazione della macchina, è possibile andare a simulare il processo stampa. Il software, preparando il piano di stampa è in grado di indicare per ogni layer previsto quale sarà la sezione stampate e con quali parametri avverrà il processo.

Come è possibile notare dalla Figura 3-6 la sezione che il laser realizza nel layer è molto complessa. Soprattutto nei punti iniziali in cui si comincia a formare il condotto, vengono realizzare delle “lingue” di materiale molto sottili, che potrebbero deformarsi se non bene ancorate al materiale sottostante.

Figura 3-7-Sezione di stampa



Cercando di modificare la geometria per migliorarla dal punto di vista additive, la conclusione a cui si è arrivati, ha evidenziato l'importanza di creare dei componenti compatti costituiti da un unico corpo solido. La soluzione migliore è stata quindi quella di creare delle spirali compatte, realizzando una struttura più rigida e quindi meno propensa a deformarsi.

Comunque, le difficoltà riscontrate per la produzione, hanno rallentato lo sviluppo della soluzione, concentrandoci su altre tipologie.

3.2.3 Nuova geometria di scambio termico

Essendoci resi conto che ricercare un aumento della superficie di scambio non ha portato i risultati voluti, si è deciso di cambiare strategia optando per un aumento di prestazioni nello scambio termico. Rendere lo scambio termico più efficiente vuol dire aumentare il calore che viene scambiato attraverso la superficie di scambio presente, valutabile tramite il coefficiente di scambio termico globale. A sua volta esso dipende dai coefficienti di scambio termico presenti, per aumentarne il valore bisogna agire proprio su questi coefficienti, che regolano i meccanismi di scambio termico che agiscono.

Per prima cosa si è creato un foglio di calcolo di progetto, ovvero tramite il cui ricavare la lunghezza o l'area di scambio necessario. Modificandolo è stato possibile trasformarlo da un foglio di verifica ad un foglio di progetto, tramite il cui determinare la lunghezza necessaria per riuscire a termostatare il fluido primario che deve uscire ad una temperatura specifica. Dalle dimensioni geometriche che sono note e dalle velocità di entrambi i fluidi, è possibile determinare i coefficienti di scambio relativi alla superficie interna ed alla superficie esterna.

Tramite la relazione utilizzata anche per la verifica dello scambiatore nel primo capitolo, è possibile ricavare il coefficiente di scambio termico globale anche se non è nota la superficie di scambio:

$$u * A = \frac{1}{R_{tot}}$$

Essendo:

$$\begin{aligned} \circ A &= \pi DL \\ \circ R_{tot} &= \frac{1}{u_i * A_i} = \frac{1}{u_e * A_e} = \frac{1}{h_i * A_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{2 * \pi * k * L} + \frac{1}{h_e * A_e} \end{aligned}$$

Dalla formula sopra riportata si può quindi dedurre che, il calcolo del coefficiente non è dipendente dalla lunghezza L, ma solamente dalla geometria e dai coefficienti di scambio, dipendenti dal moto del fluido. Si ottiene quindi che il coefficiente di scambio termico si ricava dalla seguente relazione:

$$u = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{D_i}{2 * k} * \ln \frac{D_e}{D_i} + \frac{D_i}{D_e} * \frac{1}{h_e}}$$

Tramite poi il metodo ϵ -NUT, metodo utilizzato per la verifica degli scambiatori è possibile determinare il valore del parametro L, ovvero la lunghezza necessaria al fine dello scambio:

$$L = \frac{W_t}{u_i * \pi * D_i * \Delta T_{ml}}$$

Tale valore si può quindi andare a modificare, andando ad aggiustare i parametri dello scambiatore che influenzano lo scambio termico. Il parametro su cui ci siamo concentrati è il coefficiente di scambio termico convettivo del fluido secondario, che era il parametro risultato limitante durante lo studio analitico nel componente iniziale, per modificare questo parametro avevamo a disposizione due possibilità:

1. Aumentare la portata del fluido.
2. Modificare la geometria del condotto, riducendo la sezione di passaggio, in modo da aumentarne la velocità.

Non essendo possibile modificare della portata, la strada che si è deciso di seguire è stata quella di modificare la sezione del condotto. Non avendo un'unica soluzione possibile, si è deciso di eseguire una valutazione delle diverse possibilità andando poi a scegliere quella che ci avrebbe assicurato i maggiori benefici a livello di coefficiente

di convezione. Infatti, per ognuna delle geometrie pensate sono state eseguite delle simulazioni CFD, su un tratto di condotto lungo 200 mm che veniva paragonato con lo stesso condotto ma con la geometria a doppio tubo coassiale. Quella che avrebbe dato il valore minore della temperatura del fluido primario in uscita, avrebbe rappresentato la geometria ottimale per effettuare lo scambio termico. Sono state analizzate diverse soluzioni cercando di variare:

- Sezione del condotto secondario
- Numero delle alette di sostegno
- Spessore delle alette

Variando questi tre parametri, sono state diverse le configurazioni possibili, per ognuna è stata poi eseguita un'analisi CFD. Le temperature in entrate dei fluidi sono state prese dello stesso valore in tutti casi analizzati, $T_{in,hot} = 296,15 K$ e $T_{in,cold} = 292,15 K$

1. *Diminuzione della sezione del condotto esterno, $De=10mm$ $Di=8mm$*

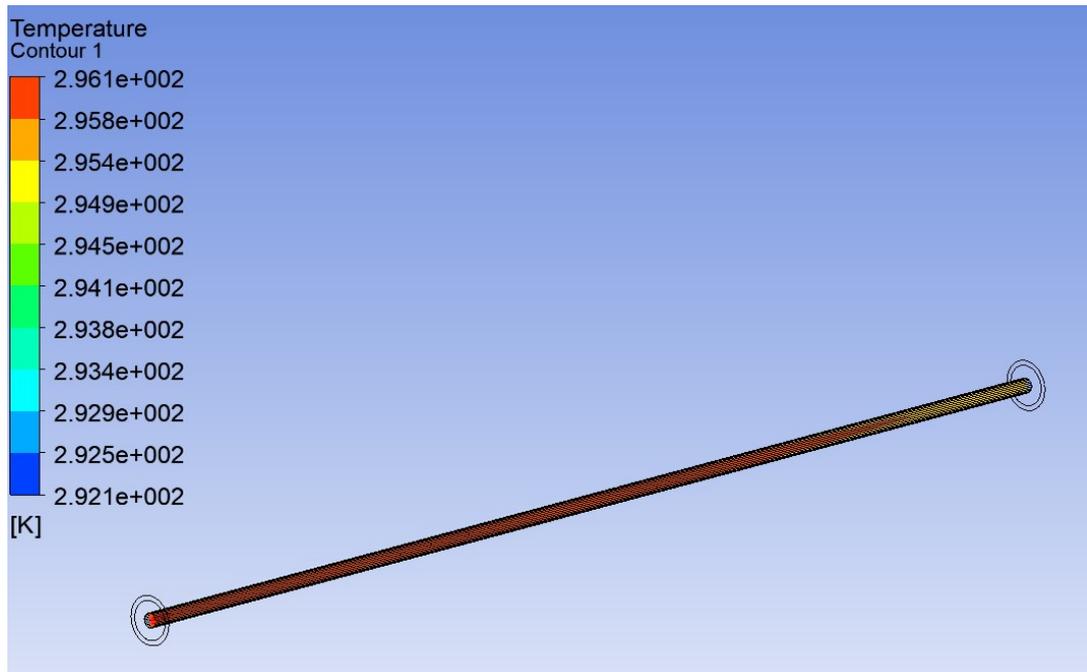
La diminuzione del diametro interno del condotto esterno comporta ovviamente una diminuzione della sezione di passaggio del fluido secondario. Questo ci permette di aumentare la velocità del fluido, risultato a cui si ambiva e che ci permetterebbe di ottenere un coefficiente di convezione maggiore. In particolare, la velocità passava, da un valore di 0,78 m/s ad un valore di 1,842 m/s.

Il risultato che più ci interessava era quello della temperature in uscite dei due fluidi che sono risultate pari a:

- $T_{out,hot} = 295,674 K$
- $T_{out,cold} = 292,527 K$

Come si può notare dalla figura riportata il fluido entra con colore rosso corrispondente alla temperatura impostata ed esce con un colore giallo, che rappresenta un raffreddamento del fluido.

Figura 3-8



Confrontando la T in uscita ottenuta con quella che si aveva con la configurazione iniziale, si vede come tale configurazione permette di ottenere un maggiore scambio, infatti la temperatura in uscita che si otteneva con un condotto della stessa lunghezza era di 295,861 K.

2. 4 alette dimensioni del condotto iniziali $De=12mm$ $Di=10mm$

Con questa modifica si è cercato di introdurre delle alette, che permettessero di aumentare la superficie di scambio, andando allo stesso tempo a diminuire la sezione di passaggio del fluido, anche se in maniera minore rispetto al caso discusso in precedenza.

Per valutare la superficie di scambio termico in seguito all'aggiunta delle alette nel condotto, è possibile utilizzare la seguente relazione:

$$A_{tot} = A_{no,allete} + \eta * A_{allete}$$

Dove:

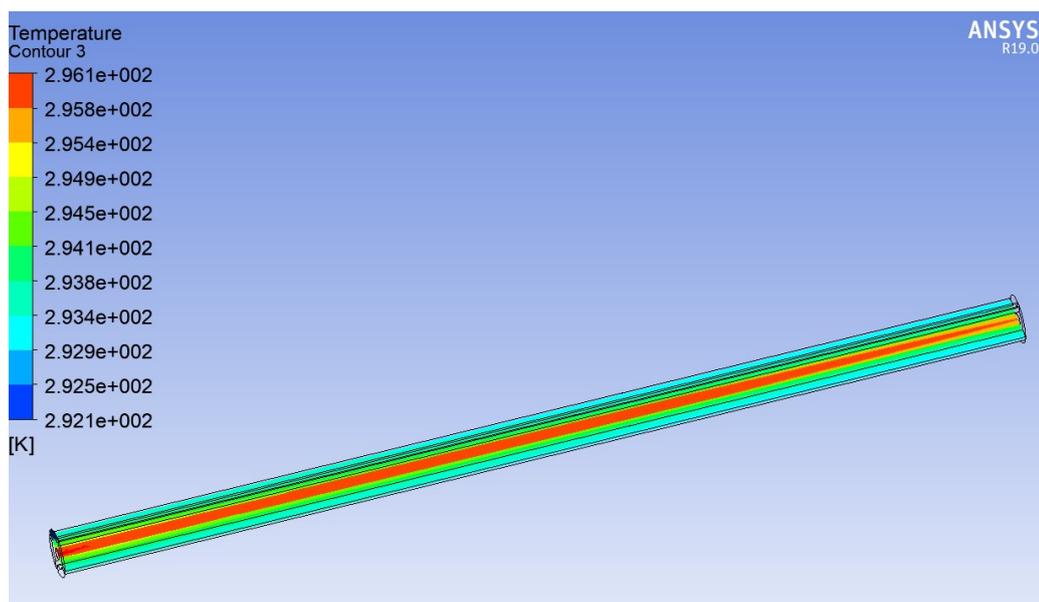
- $A_{no,alette} = \pi * D_e * L - (L_{arco} * L * 4)$
- η = efficienza delle alette
- $A_{alette} = 4 * (D_e - D_i) * L$

Si ha effettivamente un aumento di area di scambio come ci si aspettava, ma avendo un numero basso di alette non è stato grande come ci si aspettava. Non ci interessava comunque determinare analiticamente i valori delle superfici di scambio, avendo adottato questa soluzione con alette. Andando ad eseguire la simulazione sul tratto di tubo con questa geometria, i risultati sono stati:

- $T_{out,hot} = 295,754 K$

Si può notare dal valore della temperatura in uscita del fluido, che si hanno dei benefici rispetto la T di confronto che è pari a 295,861 K, ma non consistenti come quelli ottenibili con la geometria n.1 dell'elenco. Questo si può notare anche dalla figura 3-9 in cui il colore rosso arriva fino all'uscita del condotto, segno che il fluido si è raffreddato meno della precedente soluzione.

Figura 3-9



3. *Dimensioni ridotte condotto con 2 alette spessore 1mm*

Avendo riscontrato che le alette da sole non riescono ad aumentare di molto il processo di scambio, si è provato ad utilizzare le due configurazioni combinate. Utilizzando le dimensioni ridotte del condotto cioè $D_e = 10mm$ e $D_i = 8mm$ come nella configurazione 1 ma andando ad inserire due alette di collegamento tra condotto interno ed esterno. In modo di avere un'ulteriore dimensione di sezione di passaggio ma allo stesso tempo un aumento di superficie di scambio utilizzabile, questo permette di ottenere i seguenti risultati:

- $T_{out,hot} = 295,684 K$

Il valore è vicino a quello della configurazione senza alette, ma è leggermente minore, quindi si è cercato di ottimizzare il numero di alette ed il loro spessore.

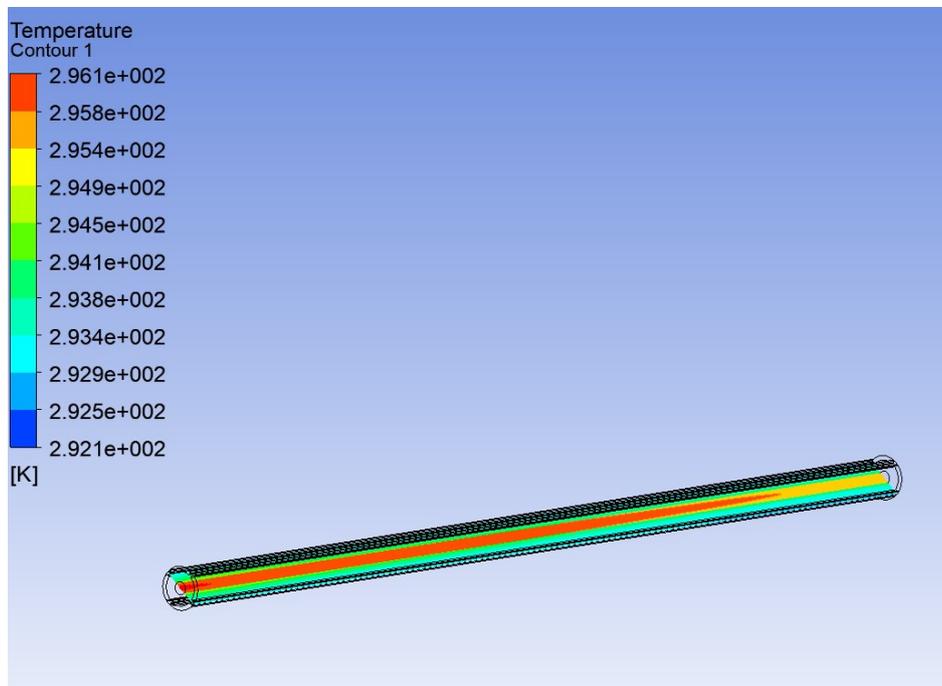
4. *Dimensione del condotto ristretto con 4 alette spesse 0,5 mm*

Si è optato per aumentare il numero di alette in modo da aumentare al massimo l'area di scambio, e diminuire ulteriormente la sezione di passaggio del fluido, ottenendo così un ulteriore aumento di velocità del fluido. Tramite queste modifiche siamo stati in grado di passare da un velocità di 0,78 m/s ad una velocità attuale di 2,1 m/s che comporta un cospicuo aumento del coefficiente di scambio termico convettivo del fluido secondario con la parete. Inoltre, utilizzando delle alette di 0,5 mm invece che quelle inizialmente usate di 1 mm, si è potuto aumentare ulteriormente la superficie. Infatti, avendo delle alette meno spesse, si ha una minore perdita di superficie per la loro presenza, mantenendo comunque il nuovo apporto di superficie. Non si è voluti andare oltre con il numero di alette, per non complicare ulteriormente il processo di realizzazione. Le alette sono necessarie per la stampa in quanto permettono di sorreggere il condotto esterno, ma un numero maggiore di quelle necessarie avrebbero solo che prolungato la durata della stampa, il risultato ottenuto è di:

- $T_{out,hot} = 295,588 K$

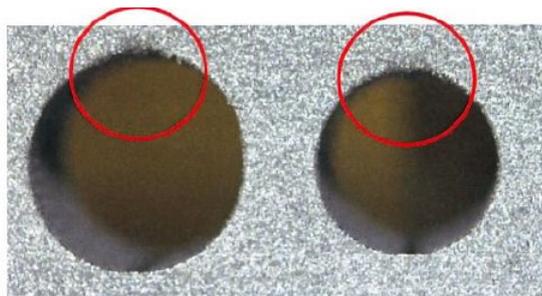
Valore nettamente migliore rispetto le altre soluzioni come anche riportato in figura.

Figura 3-10



Analizzando la soluzione ai fini dell'additive manufacturing, cercando di ottimizzare la geometria per ottenere un risultato di stampa migliore possibile, si è optato per eseguire delle raggature nei punti di connessione delle alette con i condotti. Questo permette di avere una maggiore resistenza nei punti di connessione, senza lasciare dei punti a spigoli vivo, non ottimali per il processo. Inoltre, si ha una maggiore sostegno del condotto, infatti geometrie come fori se stampati in orizzontale possono dare problemi di saldatura nel materiale, nei punti in cui viene completato il foro, come riportato in Figura.

Figura 3-11

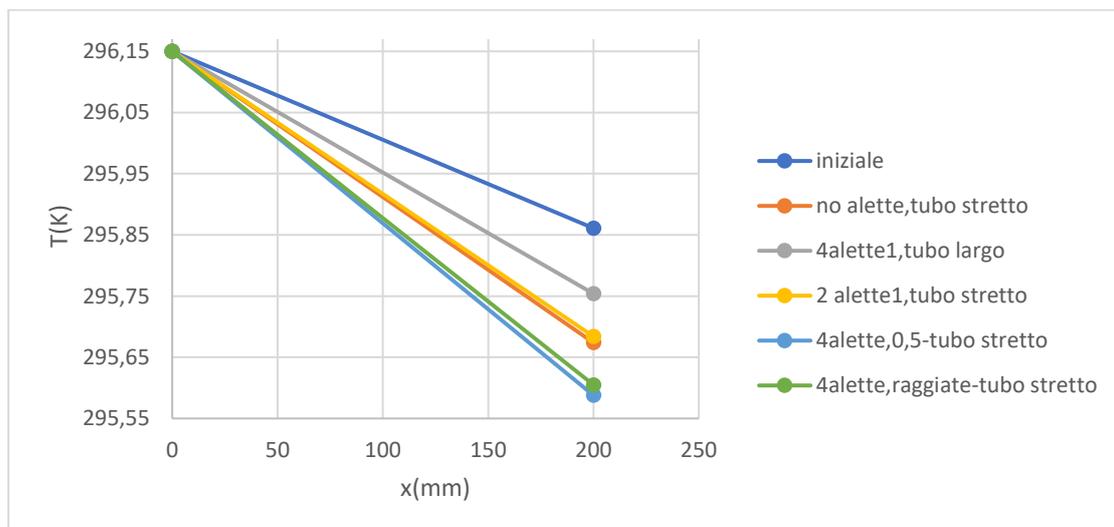


L'aggiunta delle alette, con delle raggiatura permette quindi di apportare un sostegno pieno di materiale, per non avere questi problemi, la temperatura ottenuta tramite la simulazione è di:

- $T_{out,hot} = 295,605 K$

Creando un grafico Excel inserendo tutte le tipologie di sezione pensate ed i relativi valori delle temperature dei fluidi ottenibili con esse, si può ottenere un confronto fra di esse. Come si può notare dal grafico sotto riportato, la soluzione più efficiente è risultata la numero 4, è quella che infatti permette di ottenere il maggiore raffreddamento in uscita del condotto. Le modifiche effettuate al fine della realizzazione hanno leggermente diminuito la sua efficienza, ma è comunque risultata la più efficiente tra quelle simulate.

Tabella 4-Andamenti temperatura in funzione della geometria



Per tale configurazione sono state effettuate anche dei calcoli analitici, per ottenere dei valori di massima dei coefficienti di scambio e del coefficiente globale di scambio termico. I valori delle velocità come detto sono di 4,42 m/s per il fluido primario e di 2,1 m/s per il fluido secondario, tali valori di velocità influenzano i coefficienti di scambio termico convettivi, che sono risultati pari a:

- $h_{conv,1} = 6512,05 \frac{W}{(m^2 * K)}$

- $h_{conv,2} = 3206,73 \frac{W}{(m^2 * K)}$

In particolare, l'ultimo valore risulta essere importante, infatti si era verificato che fosse quello che limitava lo scambio termico globale. In questo caso però si può vedere un notevole aumento del suo valore che originariamente risultava essere di $1101 \frac{W}{m^2 * K}$. Il suo valore è stato triplicato con le modifiche apportate alla geometria, questo aumento permette così di ottenere di conseguenza un aumento del coefficiente di scambio termico globale dello scambiatore che è risultato pari a:

- $u_i(\text{rispetto area interna}) = 2865,58 \frac{W}{m^2 * K}$

Rispetto ai $1746,513 \frac{W}{m^2 * K}$ che si riuscivano ad ottenere tramite la geometria iniziale dello scambiatore. Si può notare come il coefficiente non si sia triplicato, questo perché esso non rappresenta la media dei due coefficienti, ma dipende oltre che dai coefficienti di scambio convettivi, anche da quello di scambio per conduzione, che è dipendente dal materiale e che quindi non poteva essere variato nel nostro caso. Comunque, l'aumento del coefficiente globale conferma le simulazioni effettuate, tramite l'utilizzo di questa configurazione della sezione, è possibile ottenere uno scambiatore molto più compatto ed efficiente in quanto è necessaria una minore superficie di scambio termico.

3.3 Soluzione finale e modello

3.3.1 Simulazione CFD

Avendo quindi ottenuto la configurazione più efficiente dei condotti per lo scambio termico, non restava che trovare una soluzione che ci permetta di sistema i condotti nel modo più compatto possibile. Ovviamente avendo determinato i coefficienti globali con tale geometria, sarebbe possibile ottenere la lunghezza totale del condotto rettilinee necessaria per ottenere la regolazione desiderata. Come si può

ben capire però il condotto rettilineo non è la soluzione che ci permetterebbe di ottimare lo spazio di ingombro. Per fare questo deve essere utilizzata una soluzione ad elica oppure a spirale come quelle riportate nei precedenti paragrafi.

Utilizzare delle geometrie del genere, costringe il fluido a scorrere in dei condotti che hanno una curvatura continua, come anche delle curve molto strette, che inevitabilmente hanno un effetto sul tipo modo dei fluidi. Per questo motivo calcolare in modo analitico con esattezza il modo dei fluidi e quindi dei vari coefficienti di scambio termico dello scambiatore finale si sarebbe rivelato troppo difficile, ottenendo inoltre dei risultati che difficilmente si sarebbero rivelati corretti. Per questo motivo si è scelto di eseguire direttamente una simulazione CFD, la quale comunque di per sé complicata poteva fornirci risultati in un tempo relativamente breve. Avendo inoltre verificato la metodologia di simulazione ed il setup nelle precedenti analisi eseguite, si poteva essere sicuri dei risultati che avrebbe fornito.

La geometria che si è pensato di utilizzare è quella di una disposizione dei condotti a spirale, che si sviluppa nel piano, partendo da un raggio esterno massimo arrivando alla fine ad un raggio interno minimo o viceversa. In modo da riuscire a sfruttare al massimo tutto lo spazio disponibile nel piano, costruendo poi lo scambiatore con un numero finito di queste spirali, disposte su piani diversi e collegate tra loro. Il numero delle spirali necessarie non è noto priori, ma dipende dall'efficienza di scambio termico di ognuna, da determinare tramite la simulazione CFD. Inoltre, tale configurazione ci consente di creare uno scambiatore componibile in base alle specifiche, ovvero in base alle temperature dei fluidi, e quindi della potenza termica che si deve scambiare, si potrà costruire uno scambiatore composto da più o meno spire dello stesso tipo, senza necessità di andare ad eseguire nuove simulazioni.

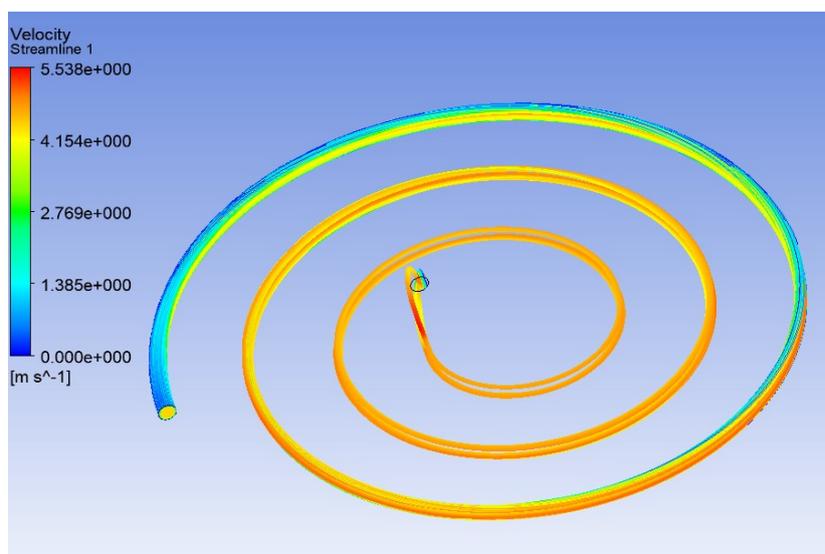
Il primo step quindi è stato quello di costruire il modello 3D del componente da cui poi ricavare il file step necessaria per la simulazione. Tramite il comando elica di SolidEdge è possibile andare a costruire un'elica in un piano, quindi la geometria a spirale che si ricercava. Inizialmente si è impostato un raggio iniziale esterno da cui parte la spirale di 40mm per poi finire ad un raggio interno di 10 mm. Andando dal raggio iniziale a

quello finale, sono state impostate un numero di giri che la spirale deve effettuare pari a 3. Queste impostazioni permettono di ottenere un diametro esterno della spirale pari a 90 mm, dimensioni che si possono ritenere accettabili al fine di una diminuzione dell'ingombro totale dello scambiatore. Avendo quindi ottenuto la geometria di test voluta, si è proceduto con la simulazione, inizialmente è stata eseguita un simulazione fluidica per valutare le perdite di carico che la geometria comporta sul fluido primario che è quello alla maggiore velocità, i dati inserite nel setup della simulazione sono stati:

- *Hot inlet: velocity inlet con valore pari a $4,421 \frac{m}{s}$*
- *Hot outlet: pressure outlet, ovvero indichiamo che il fluido che entra con la velocità impostata uscirà da tale superficie di interfaccia.*

Avendo inserito la velocità di entrata del fluido ed ovviamente anche la geometria tramite il file step, durante la simulazione il programma è in grado di determinare il la pressione in entrata. Inoltre, si riesce a calcolare in base al moto del fluido che viene determinato dalla simulazione, anche il salto di pressione necessario al fluido per arrivare alla superficie di uscita alla velocità impostata.

Figura 3-12- Streamline fluido primario nella spirale



In Figura 3-12 è riportato il risultato della simulazione fluidica effettuata, come si può vedere il fluido entra alla velocità impostata e segue il percorso voluto. Come si può

vedere dai colori riportati in legenda, il fluido entra e durante il moto della spirale aumenta la sua velocità, fino ad un valore massimo $5,538 \frac{m}{s}$, questo risultato ci ha subito dato segnali positivi anche dal punto di vista termico, in quanto come riportato precedentemente un aumento di velocità ci permette di aumentare lo scambio termico. Anche se non effettuato in questo caso sul fluido secondario, ci si aspetta lo stesso comportamento in quanto è tenuto a scorrere in una geometria con la stessa curvatura. Si ha quindi un aumento di velocità di entrambi i fluidi che porteranno ad aumentare l'efficienza per lo scambio termico.

Inoltre, il processo di stampa da come risultato dei pezzi le cui superfici non sono lisce, ma presentano una rugosità non trascurabile, quindi i condotti dello scambiatore avrà delle pareti molto scabrose, che renderanno il moto fluido ancora più turbolento e caotico. Questo dal punto di vista dello scambio termico rappresenta un condizione ideale, in quanto si ha un aumento del numero di Reynolds e di conseguenza dei coefficienti di scambio termico convettivo.

La simulazione sulla spirale è stata eseguita con i seguenti dati in entrata:

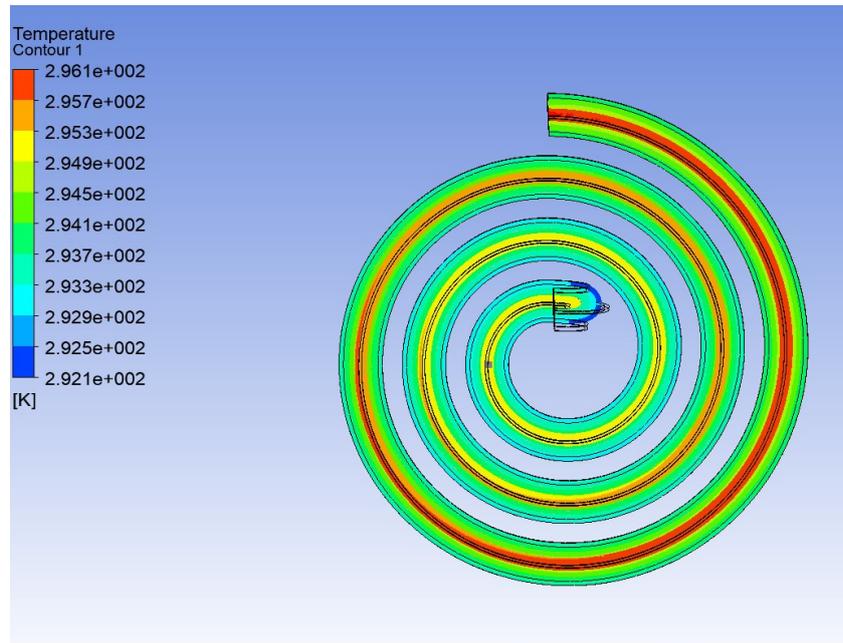
- $T_{in,hot} = 296,15 K$
- $T_{in,cold} = 292,15 K$
- *Hot inlet: velocity inlet con $v = 4,421 \frac{m}{s}$*
- *Cold- intel: velocity inlet con $v = 2,1 \frac{m}{s}$*
- *Hot outlet e Cold outlet entrambi come pressure outlet*

Eseguendo questa volta una simulazione termo fluidodinamica, sono stati ottenuti i seguenti risultati:

- $T_{out,hot} = 294,94 K$

Il risultato ottenuto si è rivelato molto soddisfacente, infatti la temperatura del fluido caldo nella sola spirale subisce un ΔT di $1,21^\circ C$ che rappresenta un valore molto elevato.

Figura 3-13- Risultato simulazione CFD spirale



A questo punto della progettazione sono state fatte delle ipotesi, che si possono ritenere ragionevoli:

1. ΔT che il fluido subisce all'interno dello scambiatore ritenuto lineare.
2. La temperatura del fluido freddo in entrata viene sempre considerata pari a 19°C nelle simulazioni, come fatto anche nella simulazione della spirale.

Per quanto riguarda la prima ipotesi, essa era già stata verificata nel primo capitolo, durante la simulazione dello scambiatore iniziale. Per la seconda invece essendo uno scambiatore in controcorrente, il ΔT presente tra fluido caldo e fluido freddo può essere ritenuto costante in tutto lo scambiatore, si mantiene così costante l'efficienza dello scambiatore. Questo ci permette di prendere come temperatura del fluido freddo in entrata alla spirale quella di 19°C , anche se in realtà questa sarebbe il valore del fluido in entrata dello scambiatore composto da più spirali. Ciò ci permette una semplificazione non indifferente, infatti non si necessita del valore della temperatura in entrata del fluido in freddo per ogni posizione. Che si sarebbe dovuto ottenere in modo analitico oppure con simulazioni CFD per ottenere il dato esatto.

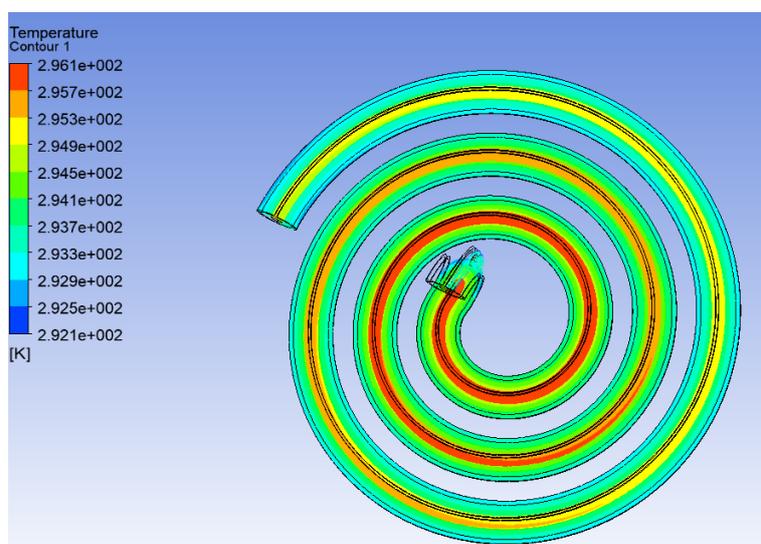
Tali ipotesi ci hanno permesso di prendere il risultato dell'ultima simulazione, riguardante la temperatura in uscita e considerarlo buon in generale per la geometria testata. Ricavando il dato della lunghezza della spirale che è risultata pari a 539 mm e conoscendo il ΔT è stato possibile definire il salto di temperatura subito dal fluido per mm di condotto:

$$\frac{\Delta T}{mm} = \frac{1,21}{539} = 0,002244 \text{ } ^\circ \frac{C}{mm}$$

Conoscendo quindi la temperatura in entrata del fluido e la temperatura in uscita desiderata è possibile determinare la lunghezza totale dello scambiatore necessaria. Essendo nota anche la lunghezza di una spirale, si può di conseguenza conoscere il numero di spirali di necessarie per lo scambiatore.

Dovendo nel nostro caso il fluido subire un salto di temperatura pari a 3°C, entrando ad una temperatura di 23°C e dovendo uscire a 20°C. Lo scambiatore necessario per eseguire questo salto di temperatura è risultato composto da un numero di spirali minore di 3. Volendo ottenere uno scambiatore componibili per multipli interi di una spirale, si è deciso di modificare la spirale per ottenere un valore di lunghezza minore di ognuna. Creando una spirale con raggio esterno di 35mm e raggio interno di 10 mm per un numero di giri pari a 2,75 si ottiene una spirale della lunghezza di 389 mm in grado di ottenere un salto di temperatura di circa un grado. Portando a 3 spirali il numero necessario per lo scambiatore in questione.

In alcune spirali dello scambiatore, il fluido dovrà procedere in direzione opposta, ovvero entrando nella spirale nel raggio interno per uscire poi dal raggio esterno. Per verificare che il moto del fluido non subisca delle variazioni dovute alla diversa percorrenza del condotto si è deciso di effettuare una seconda simulazione sulla spirale, facendo questa volta scorrere il fluido nel verso opposto.

Figura 3-14- Simulazione con verso opposto

Dal risultato della simulazione si può notare che non sono presenti differenze sostanziali tra il valore ottenuto e quello della simulazione precedente.

3.3.2 Modello 3D dello scambiatore

Vengono ora riportate immagini del modello 3D dello scambiatore sopra simulato:

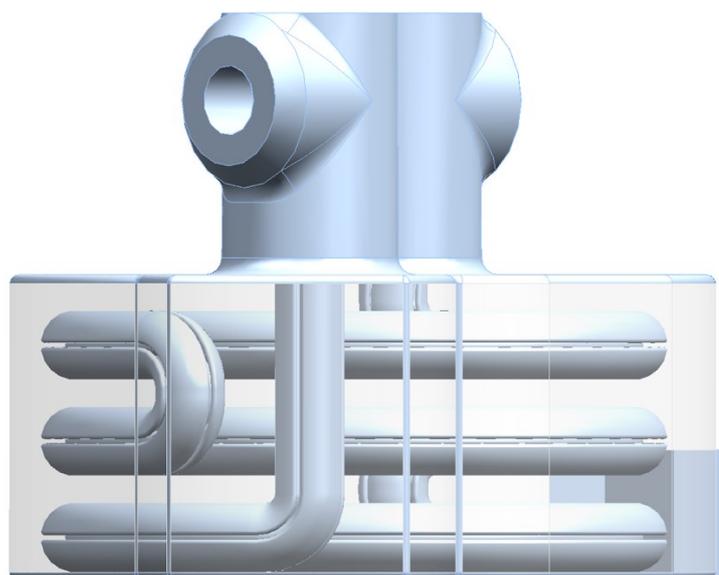
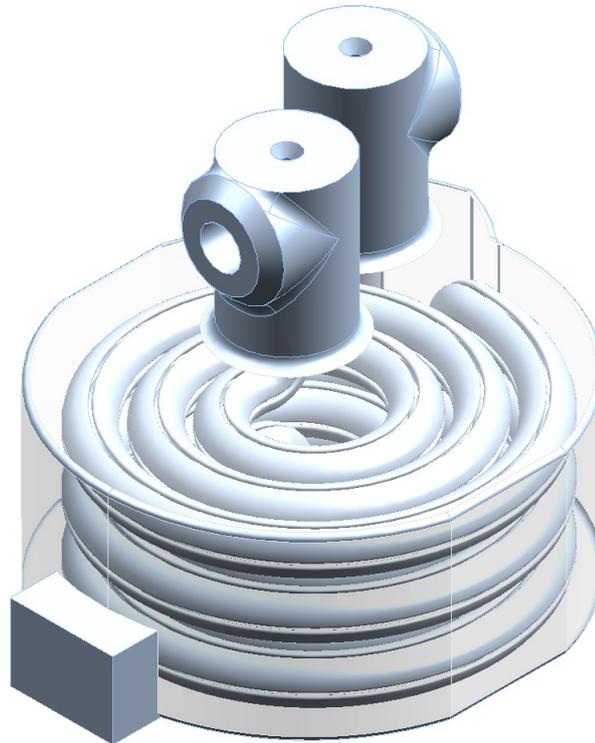
Figura 3-15- Vista laterale

Figura 3-16- Vista isometrica

Da notare in figura che la geometria costruita non è un condotto, ma si è deciso di stampare un corpo pieno, in cui è stato scavato all'interno il condotto con la geometria testata. Lo scambiatore è stato ottenuto quindi prendendo un cilindro pieno da cui è stato sottratto materiale, come per un'operazione di sottrazione booleana, utilizzando come negativo la geometria del condotto su cui era stata eseguita la simulazione. Costruire lo scambiatore in questo modo, ci permette di ottimizzare il risultato in ottica di produzione con additive manufacturing. Dove la realizzazione del corpo pieno con i condotti scavati al suo interno, permette di evitare deformazioni del materiale dovute ai gradienti termici. Inoltre, con il corpo pieno si evita di dover realizzare supporti per la struttura, in quanto il volume di materiale pieno, dai cui si "sottrae" idealmente il materiale funge da supporto per i condotti "vuoti" in cui far scorrere il fluido. In realtà non sono 2 condotti, ma si ottengono 5 condotti separati in uno dei quali scorrerà il fluido primario, mentre nei restanti 4 che circondano il condotto primario scorrerà il fluido secondario.

Figura 3-17- Vista in pianta

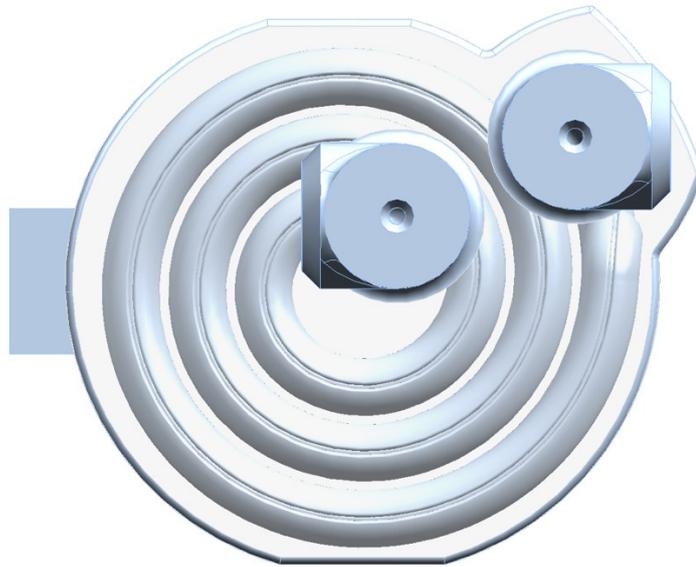
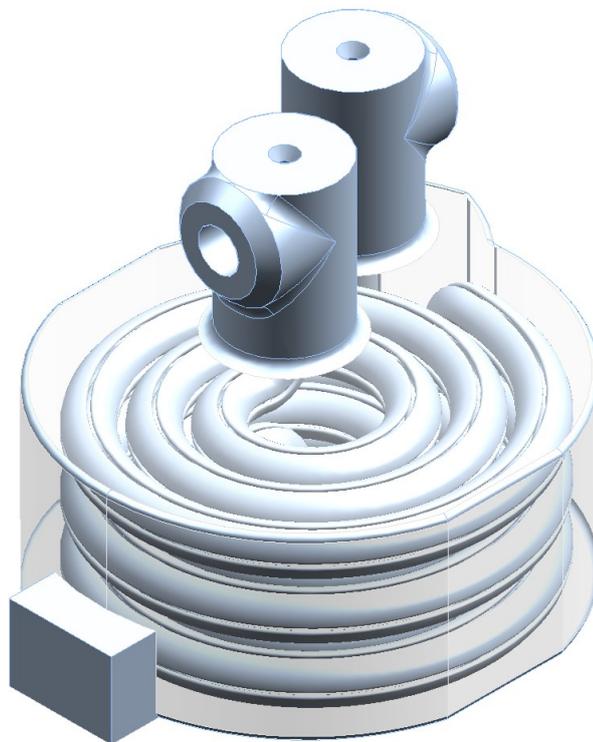


Figura 3-18-Vista isometrica



Come si può notare dalle immagini del modello, si è deciso di sfruttare la tecnologia di produzione, per ottenere integrati nel corpo principale anche dei blocchetti tramite i quali effettuare le connessioni ai circuiti di fluido, primario ad alta pressione e secondario, questa volta a bassa pressione. Sono state realizzate inoltre due facce spianate per permettere l'afferragli su macchina utensile, per le successive lavorazioni di macchina, come pulizia dei supporti e spianatura, oltre che filettatura necessaria per la connessione ad alta pressione.

4 Additive Manufacturing

Il nome additive manufacturing, nasce per differenziare questa tecnica di produzione, rispetto quelle tradizionali, a cui ci si riferisce ora come tecniche sottrattive. Il termine sottrattivo sta ad indicare che, il materiale viene sottratto ad un semilavorato di partenza, mentre con le tecniche additive si apporta il materiale solamente nei punti richiesti per la realizzazione del pezzo. Attualmente una delle tecnologie più promettenti ed utilizzate per quanto riguarda l'additive manufacturing dei metalli, è quella della fusione a letto di polvere, o anche chiamata SLM ovvero Selecting Laser Melting. Questa tecnologia permette di realizzare particolari strutturali dalle elevate prestazioni.

Si tratta di un procedimento di lavorazione additiva, perché il pezzo viene creato strato su strato da un letto di polvere, a tale scopo un laser fonde la polvere metallica in strati di materiale, esattamente sui punti indicati dai dati costruttivi CAD. Spesso il procedimento viene anche chiamato di stampa 3D in metallo, come sono diffusi anche i termini sinterizzazione laser e fusione laser. Una tecnologia del genere, oltre che a permettere la realizzazione di componenti geometricamente complessi, permette di ottimizzare al massimo la geometria, permettendo di ottenere componenti di elevata stabilità e allo stesso tempo di peso ridotto. Ha inoltre la caratteristica di essere una lavorazione sostenibile, in quanto permette di minimizzare il materiale che compone il pezzo, ma riduce al limite anche gli scarti, come trucioli di lavorazione e materiale in eccesso.

Esistono anche altre tipologie di lavorazioni additive, come la Laser Metal Deposition LMD, che permette di apportare materiali a solidi già esistenti, si possono quindi effettuare riparazioni o aggiunte di uno o più materiali differenti che si possono affiancare a lavorazioni come il taglio laser o la fresatura. L'apporto del materiale ad alte proprietà nei soli punti strategici permette di risparmiare molto nella creazione di particolari molto prestanti.

Durante la realizzazione di un layer, il coater spinge la polvere dal cilindro di carico a quello di costruzione. Il laser poi che è orientabile tramite degli specchi mobili va a fondere la polvere metallica nei punti necessari, facendolo aderire al materiale dello strato sottostante. Nella fase successiva, il cilindro di costruzione si abbassa di uno strato, mentre quello di supply sale della stessa quantità andando ad apportare la quantità di polvere necessaria per il layer successivo.

Inoltre, è presente un flusso continuo di azoto che serve a pulire la zona di stampa, dai fumi che si generano per la fusione del materiale e dalle possibili impurità. Questo processo viene ripetuto per tutti i layer del pezzo, finché la stampa non è completata. Alla fine, il pezzo finito viene liberato dalla polvere in eccesso e si procede poi a staccare il componente dalla piastra e rimuovere le strutture di supporto.

4.1 Design for additive manufacturing

L'aspetto di maggiore importanza è quello riguardante la riprogettazione del componente in funzione della specifica tecnologia di produzione: date le peculiari caratteristiche legate alla deposizione di materiale strato su strato, il componente deve essere riprogettato in modo tale da sfruttare al massimo i vantaggi della tecnologia additiva. Alla luce di queste considerazioni è possibile riassumere le principali linee guida di progettazione seguite, al fine di ottenere un componente in grado di rispettare le specifiche richieste:

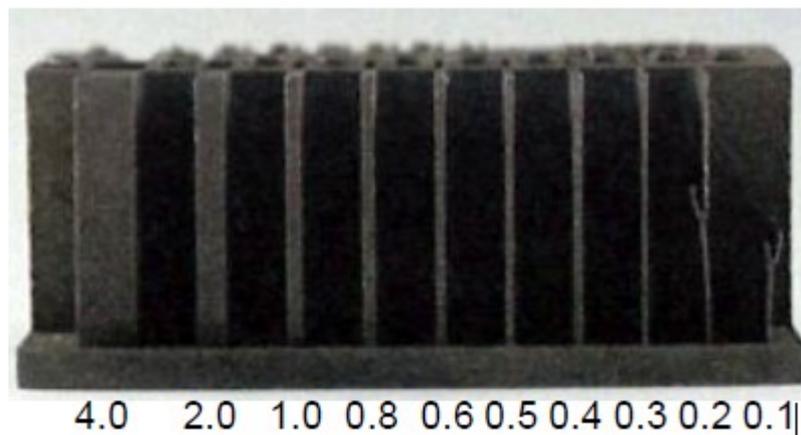
1. *Supporti*, sono necessari per fissare il componente, rimuovere efficientemente il calore apportato avendo la polvere bassa conducibilità, evitare che il pezzo si deformi e che parti sporgenti cedano. Con superfici con angolo di inclinazione maggiore di 45° non sono richiesti supporti, se l'angolo diventa minore invece, sono richiesti i supporti per ottenere buoni risultati come si può vedere in Figura 4-2. Altrimenti in materiale verrebbe saldato a sbalzo, senza sostegni la polvere viene come saldata nel "vuoto" cioè su altra polvere non saldata.

Figura 4-2-Superfici a sbalzo



2. *Spessori delle pareti* < 0,5mm andrebbero evitati anche se possibili, il valore dello spessore minimo dipende fortemente dei parametri e dalla geometria, inoltre se supportate gli spessori possono diminuire.

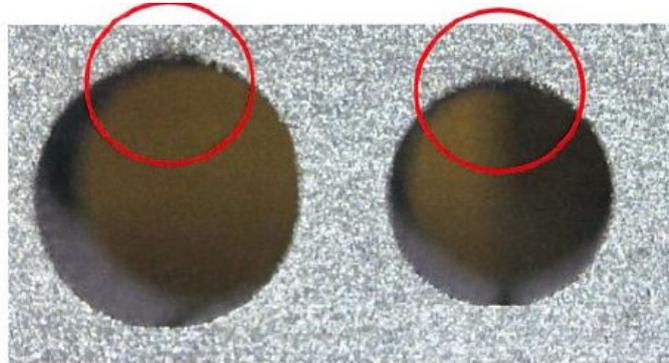
Figura 4-3-Spessori pareti



3. *Massimo rapporto lunghezza-altezza*, il valore del rapporto non deve in genere superare 8:1
4. *Diametro dei fori stampabili*, meglio fori maggiori di 2mm per evitare che la polvere aderisca al foro, ed è inoltre fortemente dipendente dalla lunghezza. Se i fori hanno funzione finale, si consiglia di rifinirli a macchina in seguito. Inoltre, per fori stampati in verticale non si hanno problemi per nessun diametro, mentre se vengono stampati in orizzontale si hanno

buoni risultati per diametri fino ad 8 mm, per diametri maggiori devono essere sostenuti.

Figura 4-4- Diametro fori



4.2 Caratterizzazione elasto-plastica del materiale

Per caratterizzare il comportamento del materiale, si è deciso di eseguire delle prove di trazione su dei provini ottenuti tramite la stampante. Tramite una caratterizzazione di questo tipo, è possibile determinare sia il comportamento in campo elastico, ma anche oltre il limite elastico fino al punto di strizione, oltre tale punto fino alla rottura del provino non si è in grado di ottenere dati tramite la prova. Gli obiettivi in particolare sono:

1. Determinare la relazione tensione-deformazione in campo plastico.
2. Analizzare il comportamento anisotropo del materiale in funzione della direzione di avanzamento della stampa oltre che alla direzione di applicazione del carico.

Tramite il dipartimento dell'università si è studiato un piano per l'attività di sperimentazione sul materiale. Ci si è concentrati sia sulla possibile anisotropia planare che l'anisotropia normale. Per riuscire in questo intento sono state necessarie diverse tipologie di provini, differenziati tra di loro in base a due parametri di stampa:

1. Direzione di avanzamento della stampa, al fine di valutare l'anisotropia normale.

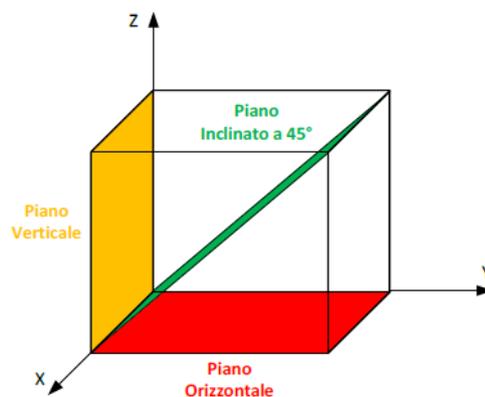
2. Orientamento del provino nel piano prescelto, per la valutazione dell'anisotropia planare.

Come direzioni di avanzamento della stampa sono state scelte 3 diverse orientazioni:

1. Piano orizzontale.
2. Piano inclinato a 45°.
3. Piano verticale.

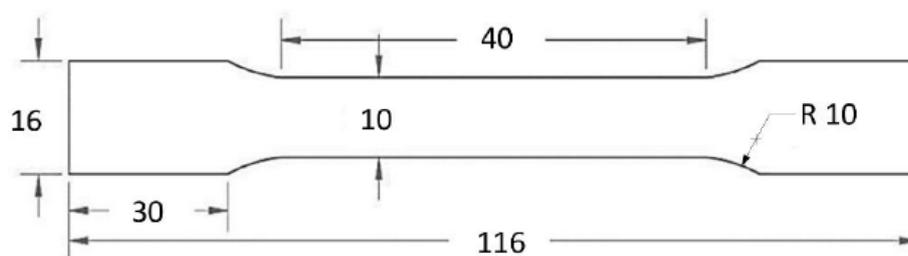
Questa variabile si è rivelata durante il processo molto importante, infatti a seconda della direzione di avanzamento, si sono riscontrati o meno dei problemi. In base a qual è il piano di stampa, varia la sezione che il laser crea durante la fusione del layer corrispondente, una sezione minore come verrà discusso più avanti crea meno problemi al risultato finale.

Figura 4-5



Il provino è un provino uniassiale modificato con spessore $t=2$ mm e con dimensioni [mm]:

Figura 4-6-Dimensioni provino di test



Si tratta da un provino unificato che è stato scalato, per ridurre le dimensioni di ingombro, ed ottimizzare il numero di provini stampabili in una sola stampa. Il valore dello spesso inizialmente indicato era di 1,5mm, si tratta di un valore molto piccolo, che poteva dare dei problemi per la realizzazione.

Per ogni direzione di avanzamento della stampa, si è scelto di posizionare i provini in tre diverse angolazioni rispetto la direzione da cui il laser arriva:

1. Inclinato a 90°
2. Inclinato a 45°
3. Inclinato a 0°

Per inclinazione rispetto la direzione di avanzamento del laser, si intende che il laser arriva da una direzione prefissata, e salda il materiale sempre in quella direzione. A seconda di come sono posizionati i provini nel piatto di stampa, non variando avanzamento del laser, il materiale viene saldato con una diversa orientazione, e quindi avrà una diversa orientazione rispetto a quella di applicazione del carico. Questo ci permetterà di caratterizzare l'anisotropia nel piano, quindi del comportamento sotto tensione a seconda dell'orientazione delle fibre di materiale.

Le combinazioni tra piano di avanzamento ed inclinazione dei provini, danno un numero di 9 diverse tipologie di provini, per ognuna di queste tipologie si ha la necessità di un numero di provini pari a 4, al fine di ottenere dei risultati finali derivanti da medie di più valori. Questo ha portato ad un numero di provini totale di 36 provini.

Internamente all'impresa però si è soliti stampare con layer casuali, cioè il due layer successivi non sono mai stampati con la stessa direzione, ma si inclina sempre il layer di 66° rispetto quello stampato in precedenza, "shift". Mentre si è deciso di stampare i provini per la prova senza questa caratteristica, quindi sono chiamati "no shift". Per confrontare e analizzare le differenze tra questi due modi di stampare, sono stati stampati 4 ulteriori provini per ogni piano di stampa. Ovviamente avendo la caratteristica di "shift" questi provini perdono la possibile anisotropia planare che

invece si vuole valutare nell'altro tipo. Il numero totale di provini è quindi di 48 unità, che permettono di eseguire uno studio completo del materiale.

4.3 Realizzazione dei provini

Per definire lo spessore ottimale è stata eseguita una stampa con diversi spessori, si è sfruttata la stampa per realizzare diversi provini stampati con diverse tipologie di supporti sul piano orizzontale. I supporti di stampa sono necessari per la buona realizzazione della stampa, ma devono essere staccati dal pezzo una volta terminata la stampa. Inizialmente si voleva ottenere dei prodotti finiti non lavorati, per questo motivo si pensava di togliere i supporti a mano. Per facilitare l'operazione, si è cercato di diminuire il numero dei supporti, aumentando la distanza tra l'uno e l'altro in modo da renderli più deboli e facile da staccare.

Figura 4-7-Risultato stampa di prova



Già durante l'esecuzione del processo, era evidente il rialzamento delle estremità dei provini. Uno dei provini è stato fermato prima della fine perché il problema era troppo evidente, ed avrebbe potuto compromettere l'intera stampa, si trattava del provino

con supporti distanti 2 mm e quindi con meno resistenza. Una volta pulito il piatto della polvere in eccesso, la situazione che ci si è presentata è stata quella in Figura 4-5.

Figura 4-8



Come si può notare durante la stampa si è verificata la rottura dei supporti che collegano i provini al piatto. Questo fatto è dovuto alla deformazione che il provino subisce a causa dell'effetto termico. Durante la stampa il componente subisce infatti un ciclo termico di continui riscaldamenti e raffreddamenti.

Se il componente fosse libero di deformarsi non si produrrebbero né tensioni normali né tangenziali. Nel caso di SLM il componente è vincolato alla piattaforma che rimane ad una temperatura inferiore e quindi si generano delle tensioni termiche, calcolabili valutando la variazione di dimensione che il corpo avrebbe senza vincoli e determinando le forze che sarebbero necessarie per impedire tali variazioni. Inoltre, le strategie di scansione adottate in questi processi, creano nel componente una storia termica tutt'altro che uniforme, anche sul singolo strato, e quindi si generano forti gradienti termici locali. Le tensioni che si formano sono molto elevate e possono superare la tensione di snervamento del materiale causando la formazione di

micro/macro cricche nel componente. Le tensioni residue sono particolarmente accentuate se il materiale del basamento e del componente hanno coefficienti di dilatazione termica diversi.

L'effetto descritto è presente soprattutto nel piano di stampa orizzontale, dove in ogni layer viene stampata l'intera sezione del provino. Stampando l'intera sezione il laser deve saldare una grande quantità di polvere nel layer, apportando quindi una grande quantità di calore che causa deformazioni e tensioni residue. Si può ben capire che una volta tagliati dai supporti i provini erano molto deformati, senza la planarità necessaria per la buona riuscita delle prove.

Lo spessore scelto è stato di 2 mm, mentre si è scartata l'ipotesi di realizzare dei supporti da staccare manualmente. Ci si è resi conto infatti che si necessitavano dei supporti robusti, che fossero in grado di mantenere il provino ancorato al piatto e non farlo deformare, supporti con più materiale inoltre permettono di smaltire il calore apportato dal processo di stampa. Per questo si è deciso di stampare nel piano orizzontale con dei supporti pieni, cioè il supporto che è composto da volume pieno di materiale come il provino, questo permette di ancorarlo bene al piatto e scongiurare deformazioni eccessive. Ovviamente questo ci ha costretti ad una lavorazione di macchina per staccare i provini dal piatto, in particolare si è usata la tecnica dell'elettroerosione. Una lavorazione del genere lascia una superficie, con una rugosità minore rispetto a quella che si ottiene dalle macchine additive. Trattandosi però di prove di trazione, non si è fortemente dipendenti dalla finitura superficiale, potrebbe influenzare la fase di strizione e di rottura, ma non in modo fondamentale come sarebbe per un test di fatica.

La stampa definitiva dei provini su piano orizzontale ha dato i risultati sperati apportando le modifiche discusse. Come si può notare dalla Figura, su ogni provino è stata effettuata un'incisione durante la stampa, in modo da catalogare in modo corretto ogni provino, conoscendo la direzione di avanzamento e l'inclinazione nel piano. Il diverso posizionamento permette di tenere conto di questa variabile, si hanno infatti 4 provini per ogni posizione, mentre per i provini con "shift" non si è dovuto

posizionarli nella stessa posizione per i motivi già illustrati. Inoltre, è stata leggermente modificata la geometria del provino nelle zone di estremità esterne al tratto utile, eliminando

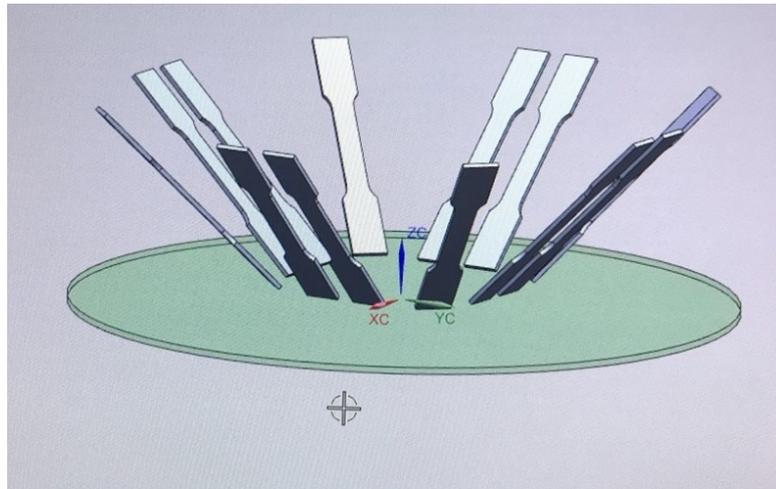
Figura 4-9-Provini su piano orizzontale



Per la realizzazione dei provini nei piani di stampa verticale, ed inclinato a 45° gradi, si è sfruttata il posizionamento favorevole dei provini per realizzarli in un solo processo di stampa. In questo caso infatti durante il processo di stampa di un layer, la sezione che deve essere saldata è molto ridotta rispetto al caso del piano orizzontale. Ciò comporta un minor apporto di calore e quindi una minor deformazione del provino, per questo sono stati usati dei supporti non pieni, ma con una distanza di 1,4mm nel piano XY, che si potranno staccare manualmente. Inoltre, si hanno benefici in termini di spazio, che ci ha permesso la stampa dei provini con direzione di stampa verticale

ed inclinati a 45°. Tramite il software NX, inserendo lo step del provino è possibile andare a posizionare i provini nel piatto di stampa, che nel caso della TP3000 è un piatto circolare di 3000 mm.

Figura 4-10-Pre-processing additive



Si procede poi alla realizzazione del file con linguaggio macchina, in cui sono studiati anche il posizionamento, tipo dei supporti, e tipo di riempimento, ed i parametri necessari per il laser, come potenza in W e velocità di stampa. La potenza del laser comunque non è costante durante la stampa, ma viene adattata durante il processo. A seconda del layer e del tipo di elemento in realizzazione nello stesso si ha bisogno di una potenza differente, ad esempio se si stanno realizzando i supporti necessari per il componente viene utilizzata una potenza di 250W, mentre durante la realizzazione del volume del componente si usa una potenza di 350W.

Uno dei layer più critici durante la stampa del pezzo è quello di passaggio da supporti a volume pieno del pezzo, ovvero il primo layer che costituisce effettivamente il componente. Questo perché il laser stampa una sezione piena di materiale che si poggia sopra i supporti, che come detto invece sono stampati a struttura reticolare, lo strato sottostante a quello di saldatura è formato in parte quindi da materiale solido che è stato precedentemente fuso, e dallo strato di polvere fresca che invece non è

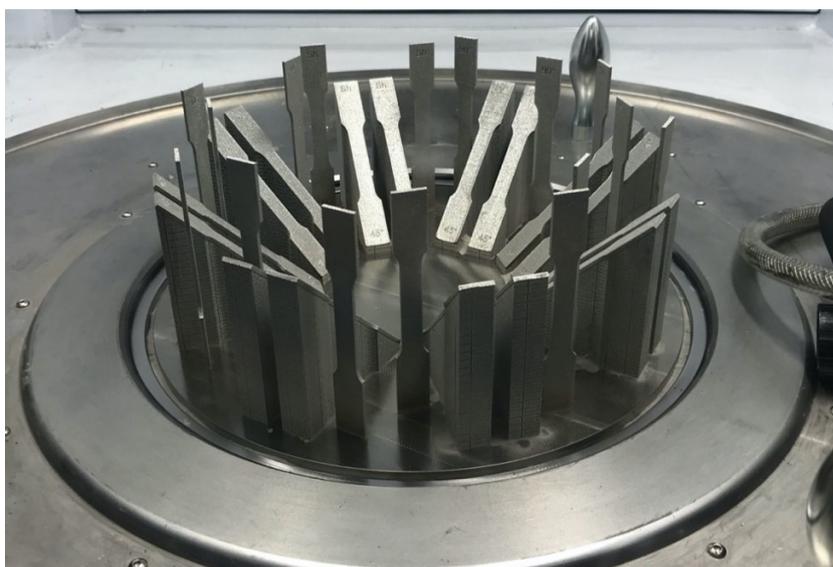
stato saldato. Per questo motivo la potenza del laser utilizzata in quella situazione è di 75 W valore nettamente minore a quelli descritti in precedenza.

Il risultato alla fine del processo di stampa, prima della pulizia della polvere in eccesso è:

Figura 4-11-Stazione di aspirazione



Figura 4-12-Provini verticali ed inclinati



Il risultato della stampa è contenuto nel cilindro di costruzione, insieme alla polvere in eccesso che deve essere aspirata per poi essere riutilizzata, il processo di pulizia avviene all'interno di una camera chiusa, per non disperdere nell'aria la polvere metallica.

5 Test e risultati

5.1 Introduzione

Durante questo capitolo vengono riportati l'attività di test effettuata e riportati i risultati ottenuti. Le procedure di test sono state effettuate nel laboratorio di costruzione di macchine dell'Università Politecnica delle Marche, tramite la macchina di trazione presente.

Figura 5-1- Macchina di trazione

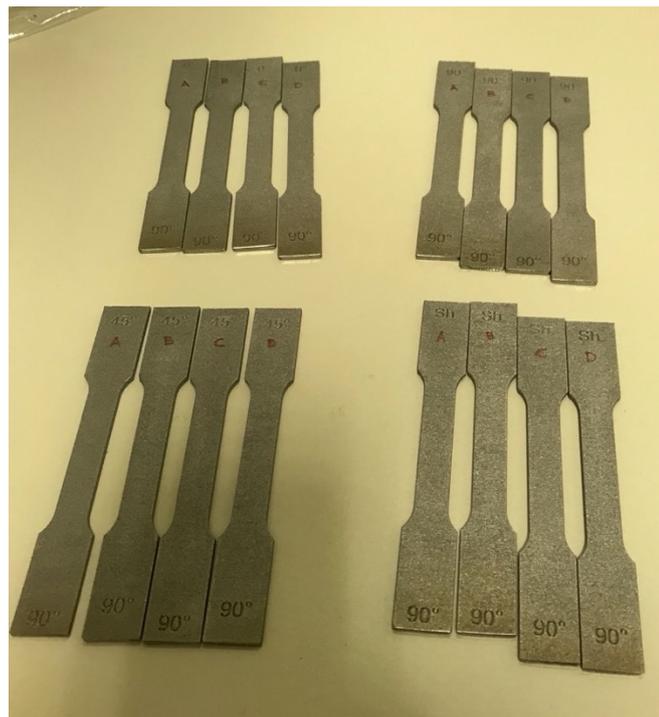


5.2 Misurazioni e setup prova

Durante il processo di pre-processing sono state eseguite diverse operazioni al fine della corretta esecuzione delle prove:

1. *Catalogazione dei diversi provini e misura*, per ogni provino dei diversi piani di stampa scelti e per le diverse posizioni, si eseguita una misura dello spessore reale del tratto utile del provino, avendo fissato la misura ideale a 2mm. Inoltre, si è misurato la larghezza del tratto utile, tutti dati che sono indispensabili ai fini della prova, per il calcolo della tensione ingegneristica. Ognuno dei provini è stato indicizzato, in modo da poter riconoscere ognuno dei 48 provini e sapere con certezza le sue dimensioni.

Figura 5-2- Catalogazione e marcatura provini



2. Nel tratto utile del provino tramite un processo di verniciatura, si deve creare il marker necessario per la tecnica DIC, tramite cui andare a misurare la deformazione del provino. Essendo infatti un materiale non tradizionale, di cui

non si conoscono le caratteristiche, non era noto il punto in cui si sarebbe potuta creare la cricca che avrebbe portato il provino a rottura.

Per questo motivo non erano utilizzabili tecniche di misurazione come estensimetri o estensometri, per cui si aveva la necessità di conoscere con certezza il punto almeno il tratto in cui si sarebbe verificata la rottura.

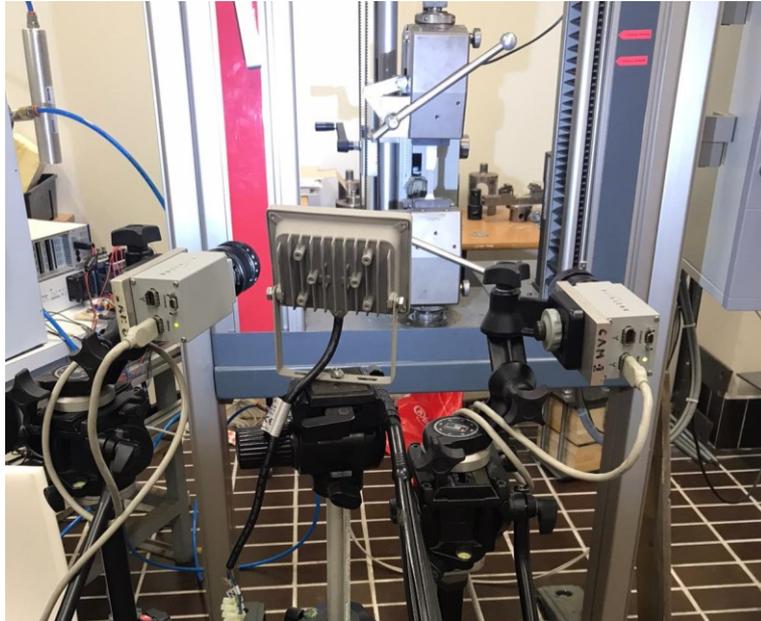
Figura 5-3- Verniciatura provino per tecnica DIC



La tecnica di misurazione in questione è una misurazione della deformazione tramite delle immagini catturate da una o più telecamere. Nel nostro caso è stata utilizzata la tecnica 3D che richiede di due telecamere per effettuare la misurazione. Durante la prova le due telecamere catturano delle immagini del tratto verniciato, con una frequenza di un frame al secondo.

Andando ad analizzare le immagini al termine della prova si confrontano le posizioni dei diversi puntini di marker, con la posizione iniziale che aveva prima della prova. Per ogni immagine si può quindi valutare lo spostamento di ogni punto e riuscire così a valutare la deformazione di ogni zona del tratto utile del provino durante la prova, da cui si riesce ad ottenere informazioni volute sulla deformazione totale del provino.

Volendo ottenere un'immagine 3D si ha la necessità di utilizzare due telecamere che riprendono il provino da due angolazioni diverse. Una delle telecamere è posizionata perpendicolarmente rispetto al provino, mentre la seconda con un certo angolo rispetto la superficie. Effettuando una triangolazione delle immagini prese nello stesso momento dalle due, è possibile determinare la posizione esatta e quindi lo spostamento dei punti materiali del provino.

Figura 5-4- Posizionamento telecamere tecnica DIC

L'immagini acquisite dalle telecamere viene gestita da un programma LabView che fa in modo di acquisire le immagini in continuità durante la prova, salvando ogni frame acquisito, ottenendo un risultato come in Figura.

Figura 5-5- Immagine acquisita

In Figura 5-5 si può notare che non è stata eseguita nessuna verniciatura, avendo infatti la superficie del provino una buona rugosità, si è sfruttata questa caratteristica per ottenere i marker di cui seguire gli spostamenti. Le immagini acquisite sembrano

dare buoni risultati seguendo questa strada. Per ottimizzare i risultati può essere utilizzata una luce polarizzata per ridurre al minimo gli effetti di riflessione da parte della superficie, che potrebbero inficiare in modo negativo sulla misura.

3. Inizialmente però si è deciso di eseguire una prova per ogni posizione per un totale quindi di 12 provini, con la strumentazione detta “estensometro” per la misurazione della deformazione del materiale, per avere così subito dei dati totali da poter analizzare e discutere per l’elaborato.

Figura 5-6- Estensometro montato sulla macchina



Tramite le due pinze che vanno a contatto con il provino e lo seguono durante la prova è possibile misurare la deformazione del tratto che si sta misurando. Nel nostro caso è il tratto utile del provino, inserendo le due pinze ad una distanza di 35mm, la pinza superiore si sposta con il provino che durante la prova si allunga. Misurando lo spostamento dell’estensometro si misura di conseguenza la deformazione del tratto utile del provino. In questo caso si suppone che tutta la deformazione misurata sia effettivamente dovuta alla deformazione del tratto utile, anche se in realtà potrebbero essere presenti

deformazioni del provino anche fuori dal tratto utile. Tale tecnica di misura è quindi meno precisa di quella DIC, ma permette di ottenere dati in modo immediato senza dover effettuare ulteriori analisi. Soprattutto per quando riguarda la misura delle deformazioni in campo elastico, si necessita di metodi di misura molto sensibili. Infatti, essendo le deformazioni elastiche molto ridotte, è importante riuscire a misurare con precisioni anche le più piccole deformazioni. Per quanto riguarda invece le deformazioni plastiche, che sono delle grandi deformazioni non si dovrebbero riscontrare problemi, avendo bisogno di una sensibilità minore per riuscire a misurare.

Quindi le deformazioni totali a rottura che si otterranno potranno essere considerate come buone, per informazioni più dettagliate però come per esempio sapere se la deformazione è stata uniforme fino alla strizione, oppure se sono avvenuti fenomeni di assestamento dell'afferraggio del provino, dovuti anche all'elasticità dei componenti della macchina, si rimanda sempre all'utilizzo della tecnica DIC.

5.3 Risultati e curve σ - ϵ

Dalla prova di trazione si riescono ad ottenere diverse informazioni utili per la caratterizzazione del materiale. Tramite le misure effettuate con estensometro, si ottengono tutte le informazioni che ci interessano, mentre con la DIC si devono effettuare ulteriori analisi per ottenere i dati della deformazione. Oltre ai diversi valori, si riesce ad ottenere un grafico riportante sull'asse orizzontale la deformazione subita dal provino e sull'asse verticale la tensione σ a cui il provino viene sottoposto.

Per ogni piano di avanzamento della stampa dei provini vengono riportate le curve $\sigma - \epsilon$ nello stesso grafico, per ogni inclinazione diversa dei provini. In modo da poter effettuare un confronto immediato dei comportamenti in base all'inclinazione in cui vengono ottenuti.

Figura 5-7- Provino indeformato vs provino portato a rottura



Tabella 5- Risultati trazione piano di stampa 90

	R_{02} (Mpa)	R_u (Mpa)	E (GPa)	$\varepsilon_{\% R_u}$	$\varepsilon_{\% rottura}$
90_0_A	433	522	101	30.80%	50.75%
90_90_A	419	530	120	32.60%	45.76%
90_45_A	430	529	114	44.54%	63.57%
90_Sh_A	451	559	107	32.05%	50.10%

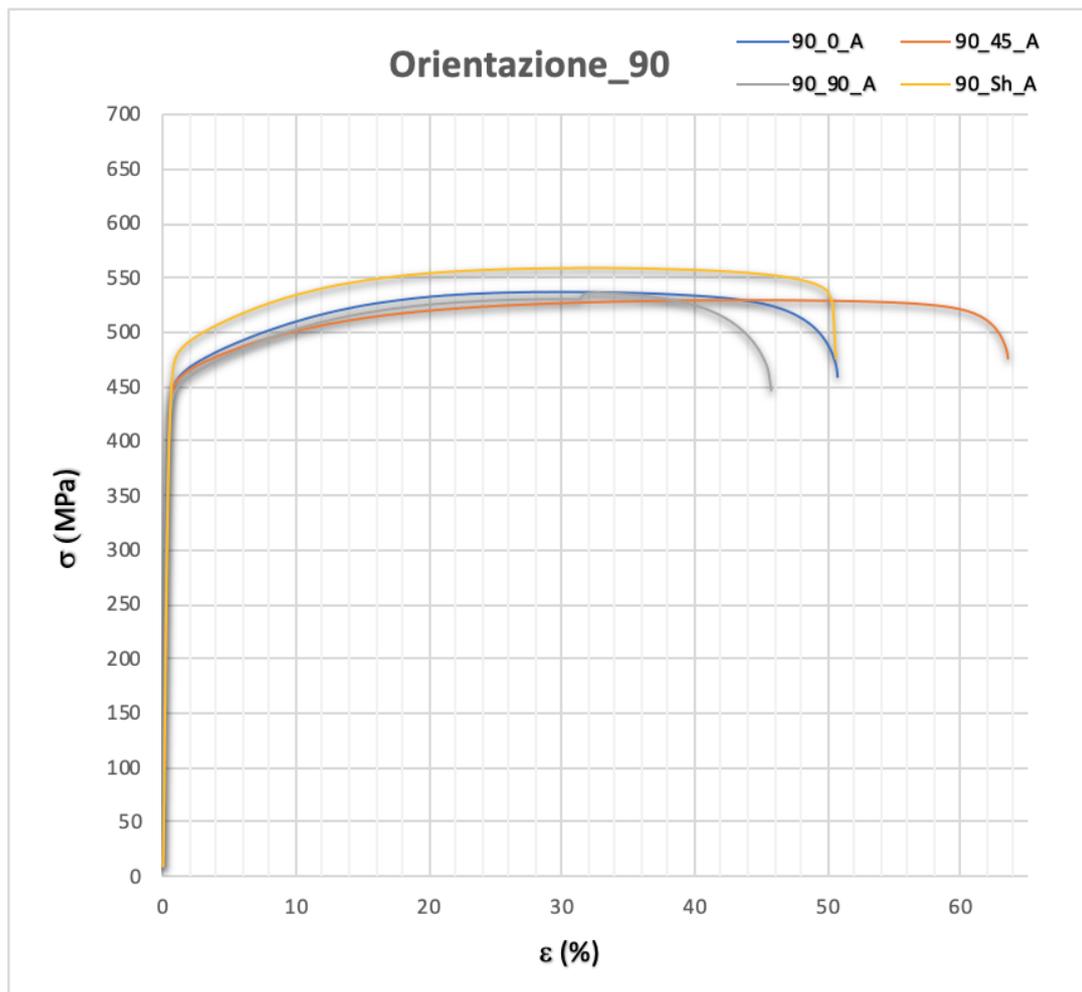
Tabella 6- Curve $\sigma - \varepsilon$ piano 90

Tabella 7- Risultati trazione piano 0

	R_{02} (Mpa)	R_u (Mpa)	E (GPa)	$\varepsilon_{\%} R_u$	$\varepsilon_{\%}$ rottura
0_0_A	476	579	138	18.60%	20.01%
0_90_A	424	519	135	23.10%	28.08%
0_45_A	494	644	150	32.02%	40.19%
0_Sh_A	503	611	146	21.40%	32.20%

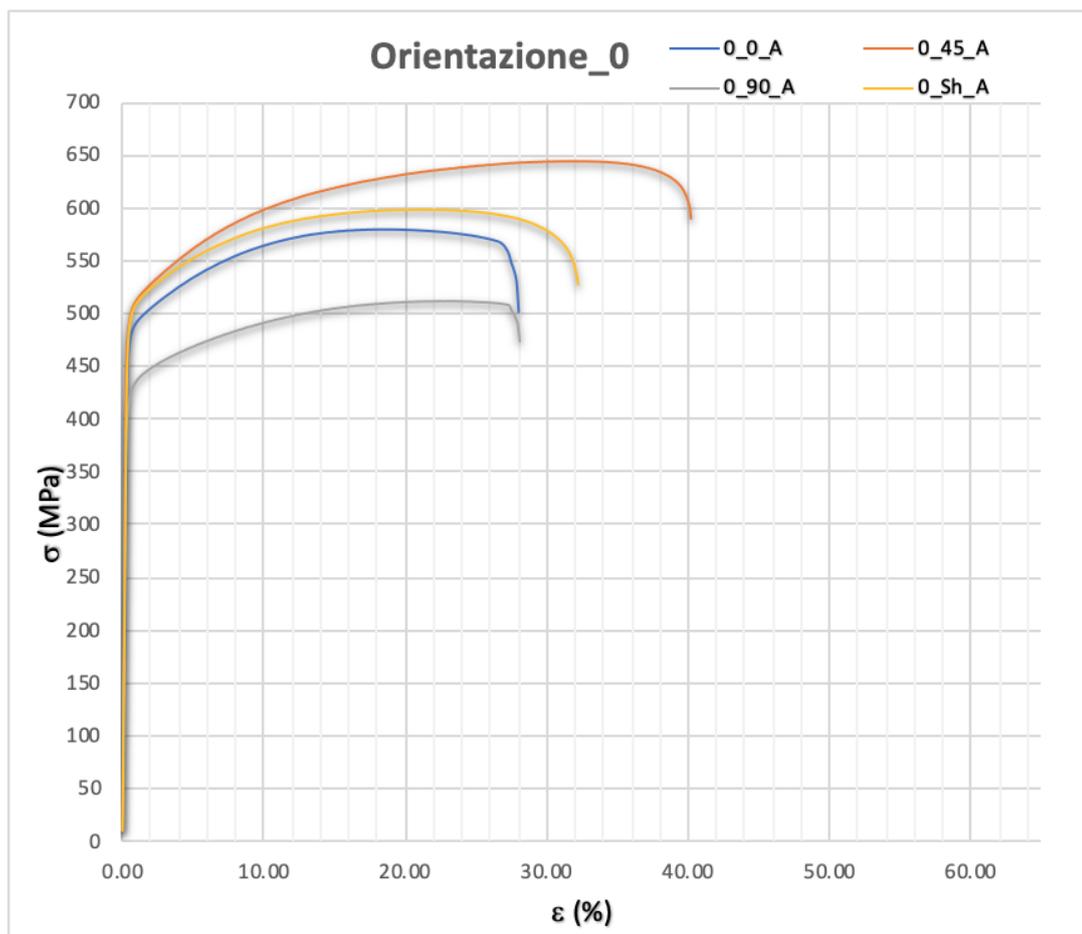
Tabella 8- Curve $\sigma - \varepsilon$ piano 0

Tabella 9-Risultati trazione piano 45

	R_{02} (Mpa)	R_u (Mpa)	E (GPa)	$\varepsilon_{\%} R_u$	$\varepsilon_{\%}$ rottura
45_0_A	437	575	163	36.24%	43.76%
45_90_A	392	498	76	29.31%	42.12%
45_45_A	422	557	168	36.11%	39.98%
45_Sh_A	454	590	114	32.69%	39.06%

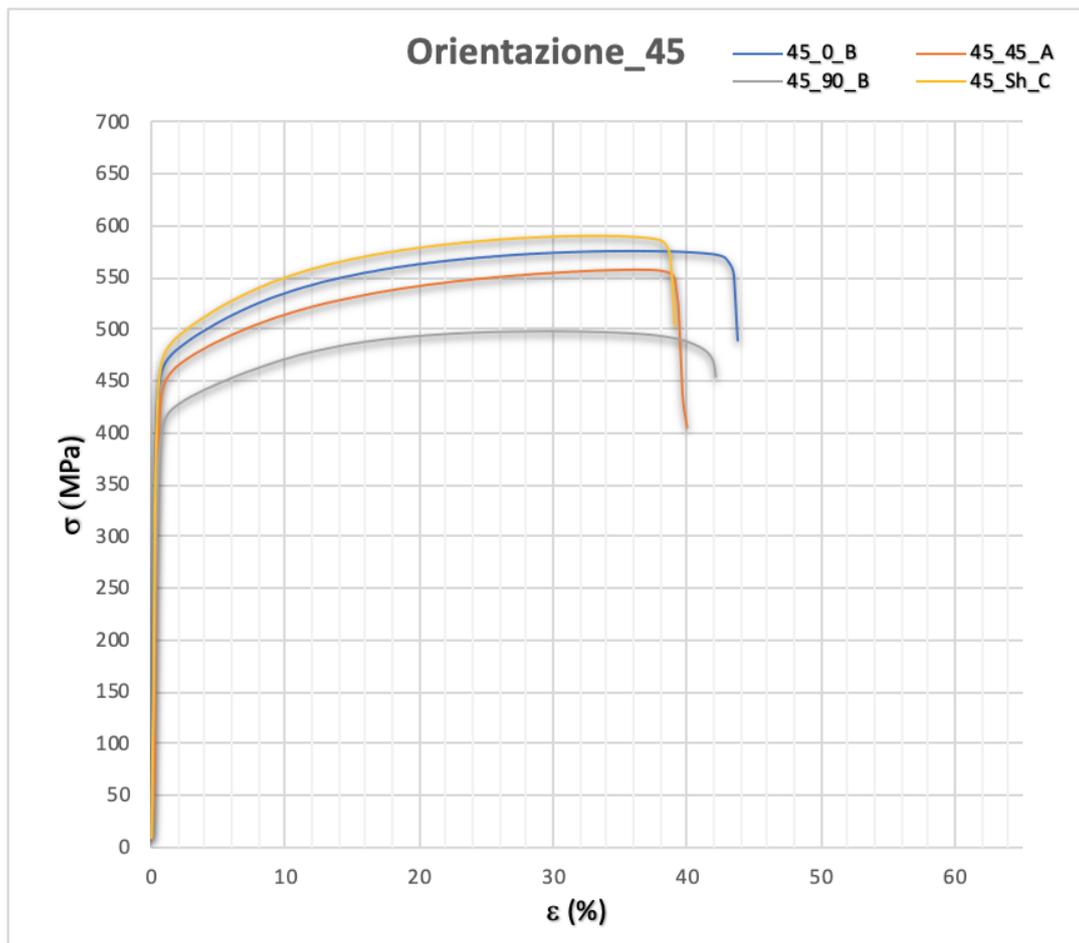
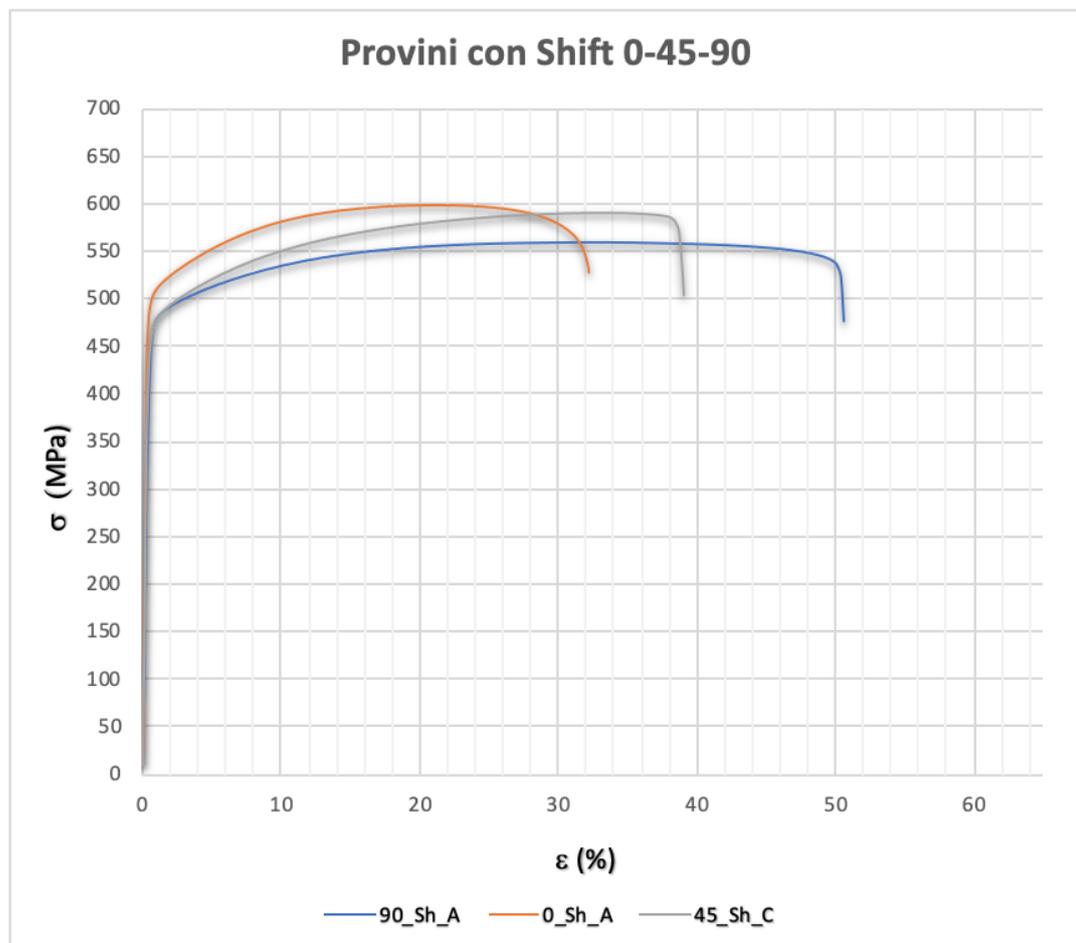
Tabella 10- Curve $\sigma - \varepsilon$ piano 45

Tabella 11-Risultati trazione

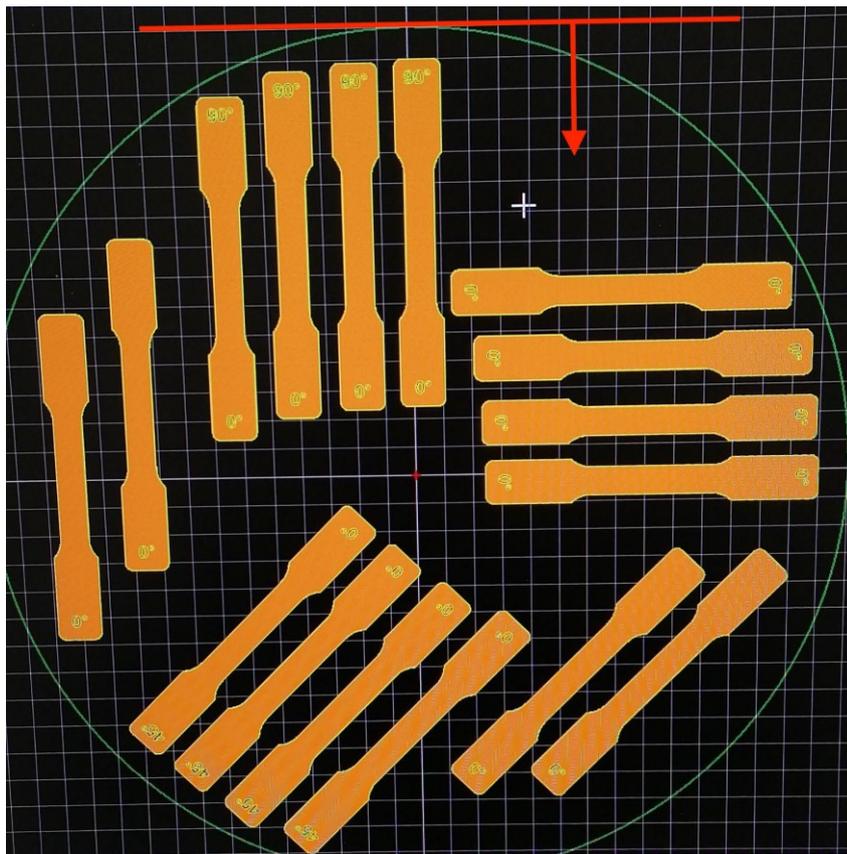
	R_{02} (Mpa)	R_u (Mpa)	E (GPa)	$\varepsilon_{\%} R_u$	$\varepsilon_{\%}$ rottura
90_Sh_A	451	559	107	36.24%	43.76%
0_Sh_A	503	611	146	29.31%	42.12%
45_Sh_A	454	590	114	32.69%	39.06%

Tabella 12- Curve $\sigma - \varepsilon$ provino con shift diversi piani

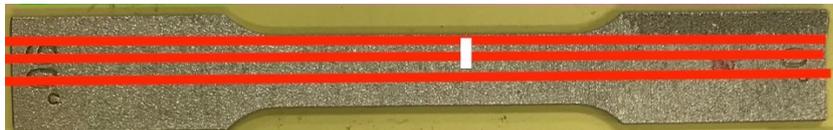
Dai risultati ottenuti si nota come sia fortemente presente anisotropia nel comportamento meccanico del materiale, questo perché come si pensava la resistenza è fortemente influenzata dal modo in cui il provino è stampato e quindi la direzione

delle fibre che lo compongono rispetto al carico. I provini con inclinazione 90° rispetto la direzione di avanzamento del laser infatti, sono stati ottenuti i valori di resistenza minori, mentre quelli con inclinazione 0° i valori sono opposti e raggiungono i valori più elevati. Si parla di direzione di avanzamento del laser perché, a meno che nei provini con “shift” essendo i piani di stampa mai nella stessa inclinazione.

Figura 5-8- Piatto di stampa e direzione avanzamento laser

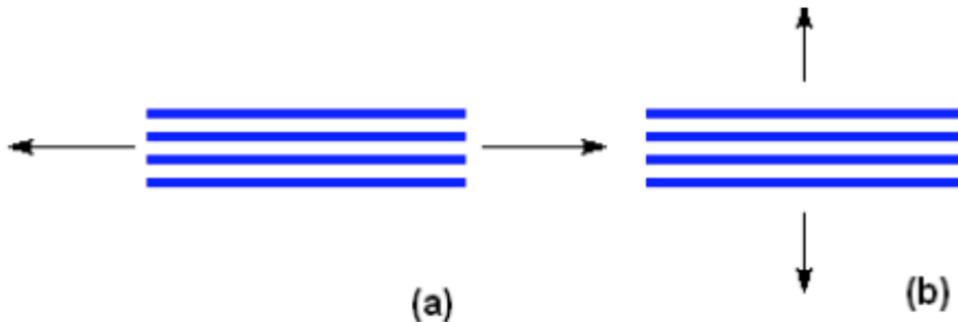


Il laser procede alla saldatura delle polveri come indicato dalla freccia in Figura 5-8, arrivando sempre dallo stesso lato indicato, creando linee di saldatura del materiale sempre parallele alla linea rossa in figura, procedendo nella direzione indicata dalla freccia per l'intero processo. Questo fa sì che nei provini le fibre di materiale sono disposte in modo differente a seconda dell'orientazione che essi hanno nel piano di stampa.

Figura 5-9- Orientazione fibre materiale provino 90°*Figura 5-10- Orientazione fibre materiale provino 0°*

Come si può notare nelle Figure 5-7 e 5-8 le linee rosse rappresentano le fibre del materiale, nei provini a 90° esse saranno corte e disposte parallelamente al lato corto del provino, mentre nei provini a 0° le fibre saranno lunghe e parallele al lato lungo del provino. Questa diversa disposizione ipotetica delle fibre dovuta alle modalità di stampa, a rigor di logica deve dare un diverso comportamento dei provini durante la prova di trazione. Questo viene effettivamente riscontrato nei risultati ottenuti dalla prova, infatti, a seconda dell'orientazione delle fibre rispetto al carico applicato, varia la resistenza meccanica del provino, valgono infatti le stesse valutazioni che possono essere fatte nel caso dei materiali compositi.

Figura 5-11- Orientazione delle fibre rispetto il carico



Le proprietà dei composti unidirezionali con fibre disposte tutte nello stesso verso, sono ovviamente anisotrope, come riscontrato dai risultati ottenuti. La resistenza del materiale è maggiore se lo sforzo è applicato parallelamente alle fibre, come nel caso (a) che rappresenta i provini 0° , piuttosto che perpendicolarmente come in (b), rappresentazione nel nostro caso dei provini 90° . Sovrapponendo strati di materiali con fibre orientate in diverse direzioni, si ottengono manufatti che, se opportunamente progettati, possono raggiungere un comportamento isotropo. Comportamento che ritroviamo nei provini che nel nostro caso vengono stampati con “shift” dei layer di stampa.

Dai risultati riportati nelle Tabelle 11 e 12 infine si possono confrontare i risultati dei tre provini stampati con lo “shift” nei diversi piani a $0-45-90$. I provini con shift infatti risultano essere quelli con le caratteristiche meccaniche maggiori, rispetto quello senza la caratteristica di “shift” durante la stampa. Solo nel piano 0 non ha il valore massimo di tensione, ma comunque in ogni piano possiede il valore di snervamento maggiore.

Si può notare come il provino con "shift" nel piano 0 , risulta essere quello con valore della tensione di snervamento maggiore come anche della tensione massima, risulta essere però il provino con la deformazione totale minore.

Il provino invece stampato nel piano 90 risulta essere quello con maggiore allungamento totale, il cui valore è di poco maggiore al 50%. Dal punto di vista della

resistenza meccanica è invece quello con valori dello snervamento e della tensione massima minore rispetto i tre differenti piani. Si presenta quindi la situazione opposta a quella che si nel piano 0. Per quanto riguarda invece il provino nel piano a 45, i valori di allungamento e di resistenza risultano essere intermedi rispetto agli altri, essendo il piano a 45 intermedio come inclinazione, i risultati ottenuti per il provino in tale piano seguono il ragionamento fatto e si possono ritenere fattibili.

Questo ci permette di concludere che il piano di stampa 0, risulta essere quello che da provini più rigidi con minori allungamenti e resistenze meccaniche maggiori. Mentre quello a 90 è quello con provini meno rigidi con allungamenti maggiori e tensioni di snervamento e massime di livello minore.

5.4 Coefficienti di anisotropia

Attraverso le prove di trazione ed i risultati da loro ottenuti, si è potuto notare che il comportamento del materiale è fortemente anisotropo. Infatti, a seconda del piano di stampa considerato e della diversa disposizione del materiale in esso, si ottengono valori molto differenti delle tensioni e delle deformazioni, come anche dei moduli di Young dei provini. Al fine della valutazione dell'anisotropia del materiale, è possibile calcolare l'indice di anisotropia normale R, determinabile tramite la relazione:

$$R = \frac{\varepsilon_w}{\varepsilon_t}$$

Dove:

- $\varepsilon_w = \varepsilon_2$ = deformazione lungo la direzione della larghezza
- $\varepsilon_t = \varepsilon_3$ = deformazione lungo la direzione dello spessore

Andando ad eseguire una misurazione dello spessore e della larghezza dei provini post-rottura, indicando con 1 la parte inferiore e con 2 le misurazioni eseguite nella parte superiore, sono stati calcolati i due indici R,1 ed R,2 per ognuno dei provini.

Tabella 13- Coefficienti di anisotropia normale

	$\epsilon_{2,1}$	$\epsilon_{3,1}$	$R,1$	$\epsilon_{2,2}$	$\epsilon_{3,2}$	$R,2$
90_0_A	-0.12836	-0.09756	1.31567	-0.12438	-0.08780	1.41653
90_0_B	-0.12040	-0.10244	1.17531	-0.12836	-0.10244	1.25302
90_0_C	-0.12637	-0.11220	1.12632	-0.11841	-0.09268	1.27756
90_90_A	-0.18209	-0.05854	3.11070	-0.16219	-0.05366	3.02261
90_45_A	-0.16318	-0.10732	1.52058	-0.14925	-0.08293	1.79982
90_Sh_A	-0.11940	-0.08293	1.43986	-0.13333	-0.09268	1.43860
0_0_A	-0.07525	-0.09189	0.81887	-0.08911	-0.11892	0.74932
0_90_A	-0.12438	-0.04372	2.84515	-0.12736	-0.05464	2.33075
0_45_A	-0.09254	-0.14130	0.65488	-0.05871	-0.09783	0.60011
0_Sh_A	-0.06269	-0.08333	0.75224	-0.09453	-0.12778	0.73978
45_0_B	-0.15700	-0.09390	1.67205	-0.16000	-0.11268	1.42000
45_90_B	-0.16832	-0.07843	2.14604	-0.16535	-0.07843	2.10817
45_45_A	-0.11800	-0.11628	1.01480	-0.09500	-0.09302	1.02125
45_Sh_B	-0.14653	-0.21951	0.66755	-0.15149	-0.10732	1.41157

- Se $R = 1$ cioè $\epsilon_w = \epsilon_t$ il materiale avrà un comportamento ISOTROPO.
- Se $R \neq 1$ cioè $\epsilon_w \neq \epsilon_t$ il materiale avrà un caratteristiche ANISOTROPO.

Come si può notare dai risultati riportati in Tabella 5 il materiale testato in questo caso ha una caratteristica anisotropa. Inoltre, avendo definito il comportamento del materiale tramite differenti prove, variando l'inclinazione dei provini e del piano di stampa si può definire l'anisotropia normale ed anche l'anisotropia planare.

Avendo nel nostro caso che:

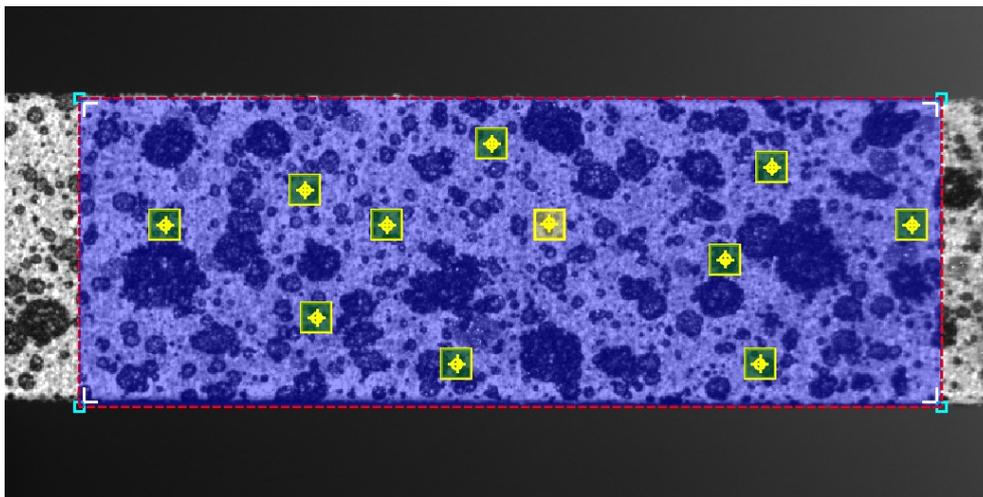
$$R_0 \neq R_{45} \neq R_{90} \neq 1$$

Si ha che il nostro materiale ha caratteristiche di **anisotropia normale** ma anche di **anisotropia planare**. Valori maggiori di 1 del coefficiente R sta ad indicare una maggiore sensibilità del materiale alla riduzione dello spessore del provino e quindi all'assottigliamento del materiale. Se invece il valore è minore di 1, si indica una maggiore sensibilità alla riduzione della larghezza del provino rispetto all'altra dimensione caratteristica. Nel caso in questione si può vedere come a seconda dell'orientazione del provino, il valore di R risulta maggiore o minore di 1.

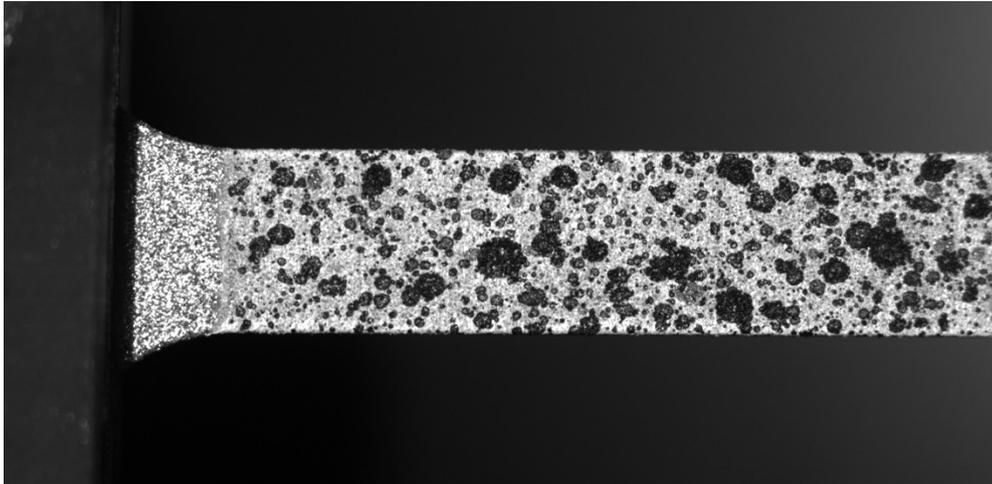
5.5 Misura della deformazione tramite tecnica DIC

Tramite la tecnica DIC si è in grado di misurare con alta precisione le deformazioni subite dal provino. In particolare, la tecnica si basa sulla correlazione di diverse immagini, prese in diversi momenti della prova, con un'immagine scattata prima dell'inizio della prova che viene presa come riferimento. Utilizzando dei punti noti che possono essere spackle creati tramite verniciatura del provino oppure punti presenti sulla superficie del provino, si va a misura le deformazioni di questi punti nelle immagini scattate durante la prova, determinando così la deformazione del provino nelle diverse zone. Durante l'analisi si va a delimitare l'area che si vuole analizzare, inserendo in essa delle zone di riferimento casuali.

Figura 5-12-Pre-processing analisi immagini DIC

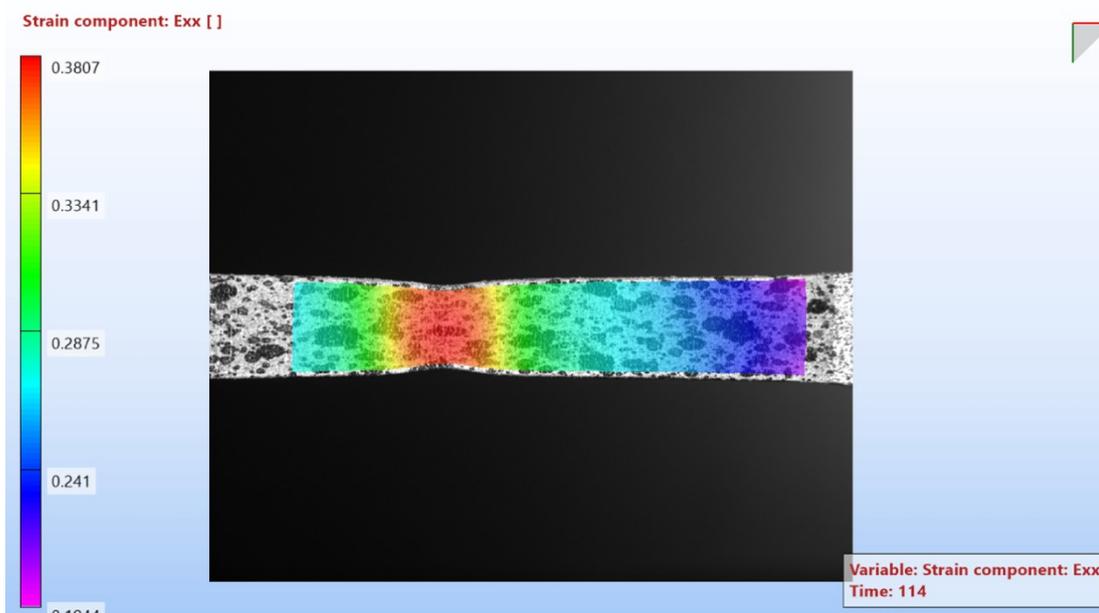


L'immagine iniziale del provino ancora indeformato viene presa come riferimento, con cui valutare la deformazione subita dal provino nelle successive immagini catturate. Si potrebbe valutare ogni immagine con la prima, ma si tende invece per semplificare l'analisi, ad eseguire il confronto con l'immagine precedente a quella che si intende valutare.

Figura 5-13- Immagine di riferimento

Il software correla quindi tutte le immagini scelte per l'analisi con quella di riferimento, misurando gli spostamenti dei punti sulla superficie e restituendo il valore della **deformazione vera** del provino.

Si riporta in questo caso l'immagine del provino, con il fenomeno della strizione già presente poco prima del fenomeno della rottura. Si riporta inoltre la mappa dei colori del provino, dove la colorazione riporta l'entità della deformazione che subisce la zona in questione.

Figura 5-14- Mappa degli spostamenti del tratto utile

6 Conclusioni e Lavori futuri

- L'efficienza dello scambio termico è fortemente dipendente dal tipo di moto dei fluidi attraverso i quali avviene lo scambio di calore, quindi direttamente dipendente dalla loro velocità. Si hanno due modalità per aumentare lo scambio termico quindi, aumentare la superficie di scambio termico mantenendo costante l'efficienza, oppure aumentare la velocità di scorrimento dei fluidi aumentando la loro portata, oppure diminuendo la sezione dei condotti in cui scorrono. Si è visto che non potendo modificare il valore della portata, il modo più efficace è quello di diminuire la sezione del condotto, inducendo una velocità maggiore e quindi una maggiore turbolenza nel moto.
- La tecnologia di additive manufacturing, ci permette di svincolarci dalle misure standard dei condotti commerciali, rendendo possibile inoltre geometrie molto più complesse per lo scambiatore, rispetto a quelle ottenibili con tecniche tradizionali, come nel caso dello scambiatore iniziale in cui la spirale non poteva avere un diametro minore per le difficoltà dovute alla piegatura dei tubi. La fattibilità di stampa è stata poi testata nella realtà con la produzione di un prototipo dello scambiatore.
- Dai test di caratterizzazione del materiale, si sono ottenuti risultati incoraggianti. Sono risultati dei valori di tensione di snervamento alti rispetto quelli che ci aspettavamo intorno ai 270 MPa, i valori in media ottenuti infatti sono sui 430 MPa, valore che ci dà segnali incoraggianti sulla resistenza a pressione. Anche i valori di carico massimo sono buoni, per una media su 570 MPa con un picco massimo di 644 MPa.
- L'allungamento dei provini è arrivato a livelli massimi intorno al 60% valore di picco di un provino. Comunque si è visto come l'allungamento dipendesse dal piano in cui il provino veniva stampato, se per provini sul piano 90 l'allungamento era in media sul 50% per i provini sul piano 0 il valore raggiunge

a mala pena il 30% con valore minimo del 20%. Mentre quelli sul piano 45 si sono posizionati come valori di allungamento a metà degli altri due piani.

Assieme ad i valori della deformazione, si ha corrispondenza anche nei valori delle tensioni, provini a 90 che si allungano di più possiedono dei valori di snervamento e tensione massima minori rispetto gli altri. Mentre quelli nel piano 0 con allungamento minore hanno i valori massimi di tensione, sia per lo snervamento che per la tensione massima. Delle valutazioni fatte per allungamento e tensioni per i diversi piani di stampa, si riesce ad eseguire lo stesso ragionamento per le diverse inclinazioni dei provini in un piano di stampa. I provini a 90 nel piano risultano essere quelli con tensioni minori, mentre quelli a 0 risultano avere tensioni maggiori rispetto agli altri. Comunque, i valori non si sono discostati troppo da quelli di un normale acciaio AISI 316L.

- Per quanto riguarda infine lo stampare i provini con lo “shift”, si sono riscontrati benefici in tutti e tre i piani di stampa analizzati. Infatti, il valore delle tensioni in ogni piano dei provini stampati con questa modalità sono risultati migliori rispetto gli altri. In ogni caso per quanto riguarda il valore della tensione di snervamento, mentre solo in un caso un provino senza “shift” ha avuto un valore di tensione massima maggiore.

Lavori futuri basati su questa tesi sono principalmente legati alle prove di caratterizzazione del materiale eseguiti. Infatti, lo studio rappresenta solamente una base di partenza, da cui poi andare ad approfondire le caratteristiche del materiale, in particolare si potrà:

- Studiare più nel dettaglio l’anisotropia del materiale, legando le diverse caratteristiche alle modalità e parametri di stampa.
- Effettuare ulteriori prove su nuovi provini, cambiando questa volta la modalità di stampa, ricercando eventuali effetti di bordo sui provini.
- Eseguire uno studio della microstruttura posseduta dal materiale e delle eventuali porosità presenti.

- Tramite un software di simulazione, inserendo i dati ottenuti dalla prova di trazione riguardo il comportamento elasto-plastico del materiale, si può andare a simulare il comportamento del materiale se sottoposto ad eventuali trattamenti, al fine di aumentarne la resistenza se posto in servizio sotto l'azione di elevate pressioni.

Appendice A – Fogli di calcolo

Tabella 14-Dati

Dati			
secondario			
D2e=	12 mm	0.012 m	
D2i=	10 mm	0.01 m	
s=	1 mm		
R=	126.5 mm		
Nspire=	7		
Ltubo=	110 mm		
V2=	2 l/min	33.33333 cm ³ /s	
P	1000 bar	100 MPa	
primario			
D1e=	6.4 mm	0.0064 m	
D1i=	2.4 mm	0.0024 m	
s=	2 mm		
R=	126.5 mm		
Nspire=	7		
Ltubo=	110 mm		
V1=	1.2 l/min	20.00 cm ³ /s	
P	10 bar	1.00 MPa	
n-eptano			
V1=	1.2 l/min	20 cm ³ /s	
$\rho(1000\text{bar})=$	0.7752 g/cm ³	775.2 kg/m ³	
$\mu=$	0.4 mPa*s	4.0E-04 Pa*s	
cp=	0.505 kcal/(kg*K)	2112.92 J/(Kg*K)	
k=	506.264 J/(m*h*K)	0.140629 W/(m*K)	
$\rho(1\text{ bar})=$	0.68 g/cm ³	680	
Q1=	15.504 g/s	0.015504 Kg/s	
Q2=	22.67 g/s	0.022667 Kg/s	
$\beta(1\text{atm})=$	0.014		
AISI 304			
E=	2.00E+05 MPa		
Kparete=	15 W/(m*K)		
σ_s	255 MPa		
σ_r	579 MPa		
ϵ	0.16		
cost boolzman	5.67E-08		
v	0.29		

Tabella 15- Calcolo coefficienti

Tin1	23 °C		Tin2	19 °C			
Tout1	20 °C		Tout2	21.052 °C			
CALCOLO AREA DI SCAMBIO							
						Tf,u	21.052 °C
						Wt	98.27614 W
L	5563.76059 mm						
Ltot	5780 mm		5.78 m				
	0.000355017 °C/mm					Tin K	296 K
	1.769824084					Tout K	292 K
Ae	116213.7954 mm ²		0.116213795 m ²			Qirr	1.05E-01 W
Ai	43580.17329 mm ²		0.043580173 m ²				
CALCOLO COEFF SCAMBIO TERMICO CONVETTIVO int							
Re	20562.81865						
flusso turbolento pienamente sviluppato Rec=2300							
Nui	111.1359336		v	5.2E-07 m ² /s			
Pr	6.009917355		Pr	6.0E+00			
hconvi	6512.051192 W/(m ² *K)	v1	4.420971 m/s				
CALCOLO COEFF SCAMBIO TERMICO CONVETTIVO est							
Dequiv	3.6 mm		3.60E-03 m				
Re2	4399.404931						
flusso turbolento pienamente sviluppato Rec=2300							
Nue	28.18962003		v2	0.718857 m/s			
hconve	1101.187484 W/(m ² *K)						

co
tab

Tabella 16-Calcolo coeff. scambio termico globale

Coeff di scambio e potenza scambiata					
U*A	76.11336639	W/K		Δtm	1.5
U	1746.513624	W/(m ² *K)	rispetto la Ai	Δtml	1.421708823
	1746.513624			Δt1	1.948
				Δt2	1
NUT	2.323454205		Da grafico conoscendo il NUT ed il rapporto Cmin/Cmax posso determinare l'efficienza dello scambiatore		
Cmin/Cmax	0.684		C1	32.75871	W/K
ε	75%		C2	47.89285	W/K

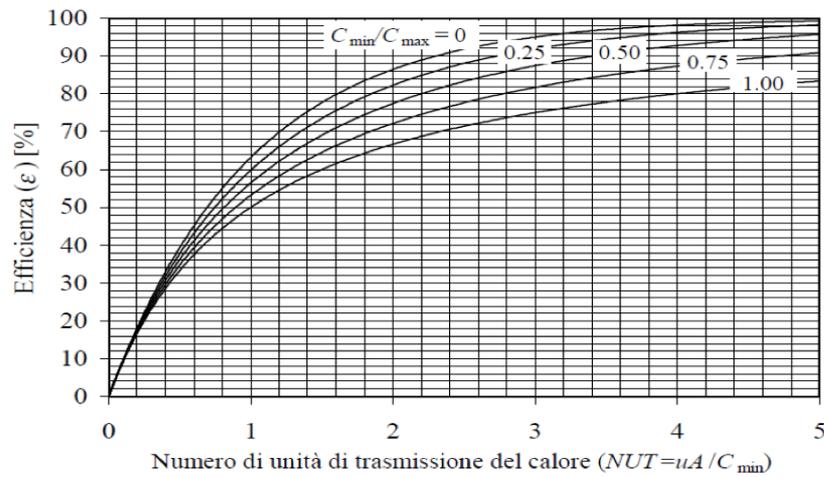


Figura 11: Efficienza di uno scambiatore di calore a controcorrente.

Tabella 17- Dimensionamento nuovo scambiatore

METODO MLDT note le T di in e out dei fluidi (almeno una di out), definisco dimensione scambiatore							
Δtml,contro	1.421708823	$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)}$			Δtml,equi	#NUM!	
Δt1	1.948	$\Delta T_1 = T_{c,e} - T_{f,e}$ $\Delta T_2 = T_{c,u} - T_{f,u}$ (scamb. equicorrente)			Δt1	4	
Δt2	1	$\Delta T_1 = T_{c,e} - T_{f,u}$ $\Delta T_2 = T_{c,u} - T_{f,e}$ (scamb. controcorrente)			Δt2	-1.052	
v1	4.420970641 m/s	Re,1	20562.81865	Pr	6.009917355	Nu,1	111.1359336
		hconv,1	6512.051192	Valore Nu da scegliere nel file in base a tipo di moto e geometria			
				convezione forzata in condotti.doc			
v2	2.093364474 m/s	Re,2	12811.39058	Pr	6.009917355	Nu,2	82.0902459
		hconv,1	3206.738908	Valore Nu da scegliere nel file in base a tipo di moto e geometria			
				convezione forzata in condotti.doc			
Dequiv	3.60E-03 m	hconv,1	3206.738908				
Ui	2865.583893 (rispetto Ai)	L	3.199360422 m	6.782294841			

Tabella 18- Valori del numero di Nusselt per moto laminare

Sezione del condotto		Condizioni al contorno	
		Flusso di calore alla parete = <u>cost</u>	Temperatura della parete = <u>cost</u>
Circolare		4.36	3.66
Quadrata a = b		3.63	2.98
Rettangolare	a = 1.4 b	3.73	3.08
	a = 2 b	4.11	3.40
	a = 3 b	4.79	3.96
	a = 4 b	5.35	4.44
	a = 8 b	6.49	5.60
	a = ∞	8.24	7.54
	a = ∞ con una superficie isolata	5.38	4.86
Triangolare a = b = c		3.11	2.47

Tabella 19- Valori numero di Nusselt per moti turbolenti

Campo di validita' (Re)	Regime			Costante In parete		Nu = <u>C·Re^a·Pr^c</u>			Autori	Note
	Ingr. Dinamico	Ingr. Termico	Sviluppato	T	Q	C	a	c		
< 2300	*	*			*	0.289(D/X) ^{1/2}	0.5	0.33	Elser	L < 20 D
< 2300		*		*		1.86(D/X) ^{1/3}	0.33	0.33	Sieder e Tate	X > 20 D
< 2300	*	*		*		0.664(D/X) ^{1/2}	0.5	0.33	Pohlhausen	
3000 – 30000			*		*	0.0033	1	0.37	Böhm	
2700 – 7000	*	*			*	0.01(D/X) ^{0.37}	1	0.37	Giulianini e altri	1.2 D < X X < 20 D
> 10000	*	*				0.036(D/X) ^{1/18}	0.8	0.33	Nusselt	
> 10000		*				0.032(D/X) ^{1/20}	0.8	0.37	Kraussold	Liquido Riscaldato
> 10000		*				0.032(D/X) ^{1/20}	0.8	0.3	Kraussold	Liquido Raffreddato
> 10000		*				0.183(D/X) ^{1/3}	7/12	0.33	Elser	Teorico

Lista delle figure

Figura 1-1.....	10
Figura 1-2- Spirale scambiatore	11
Figura 1-3-Configurazione a tubi coassiali	11
Figura 2-1: Schema fluidico macchina.....	13
Figura 2-2- Schema ripartizione onda infrangente	20
Figura 2-3- Scambiatore in equi corrente e controcorrente.....	26
Figura 2-4.....	32
Figura 2-5.....	36
Figura 2-6 – Efficienza scambiatore in controcorrente.....	42
Figura 2-7.....	47
Figura 2-8.....	49
Figura 2-9 - Autofrettage.....	50
Figura 2-10 – Tensioni dopo autofrettage	51
Figura 2-11 – Geometria in Space claim	53
Figura 2-12 – Mesh.....	53
Figura 2-13 – Tensioni equivalenti	54
Figura 2-14 – Tensioni interne al tubo	54
Figura 2-15.....	55
Figura 2-16 – Geometria	56
Figura 2-17 - Streamline	57
Figura 2-18- Setup simulazione	58
Figura 2-19 – Risultati scambio termico.....	58
Figura 2-20 – Andamento temperatura	59
Figura 2-21-Streamline fluido	60
Figura 2-22 – Countour temperatura.....	60
Figura 2-23 – Tout,hot.....	61
Figura 2-24 – Tout,cold	61

Figura 3-1-Corpo con serpentina	66
Figura 3-2- Streamline interne al corpo	67
Figura 3-3.....	67
Figura 3-4-Scambiatore tripla elica	70
Figura 3-5.....	70
Figura 3-6.....	71
Figura 3-7-Sezione di stampa	72
Figura 3-8.....	76
Figura 3-9.....	77
Figura 3-10.....	79
Figura 3-11.....	79
Figura 3-12- Streamlines fluido primario nella spirale.....	83
Figura 3-13- Risultato simulazione CFD spirale.....	85
Figura 3-14- Simulazione con verso opposto	87
Figura 3-15- Vista laterale	87
Figura 3-16- Vista isometrica.....	88
Figura 3-17- Vista in pianta	89
Figura 3-18-Vista isometrica	89
Figura 4-1- Schema funzionamento Additive.....	92
Figura 4-2-Superfici a sbalzo	94
Figura 4-3-Spessori pareti	94
Figura 4-4- Diametro fori.....	95
Figura 4-5.....	96
Figura 4-6-Dimensioni provino di test.....	96
Figura 4-7-Risultato stampa di prova	98
Figura 4-8.....	99
Figura 4-9-Provini su piano orizzontale.....	101
Figura 4-10-Pre-processing additive	102
Figura 4-11-Stazione di aspirazione	103
Figura 4-12-Provini verticali ed inclinati	103

Figura 5-1- Macchina di trazione.....	105
Figura 5-2- Catalogazione e marcatura provini.....	106
Figura 5-3- Verniciatura provino per tecnica DIC.....	107
Figura 5-4- Posizionamento telecamere tecnica DIC	108
Figura 5-5- Immagine acquisita	108
Figura 5-6- Estensometro montato sulla macchina	109
Figura 5-7- Provino indeformato vs provino portato a rottura	111
Figura 5-8- Piatto di stampa e direzione avanzamento laser	116
Figura 5-9- Orientazione fibre materiale provino 90°	117
Figura 5-10- Orientazione fibre materiale provino 0°	117
Figura 5-11- Orientazione delle fibre rispetto il carico	118
Figura 5-12-Pre-processing analisi immagini DIC.....	121
Figura 5-13- Immagine di riferimento.....	122
Figura 5-14- Mappa degli spostamenti del tratto utile.....	122

Lista delle tabelle

Tabella 1	18
Tabella 2 – Valori coeff. β	29
Tabella 3-Compressibilità dei fluidi.....	29
Tabella 4-Andamenti temperatura in funzione della geometria	80
Tabella 5- Risultati trazione piano di stampa 90.....	112
Tabella 6- Curve $\sigma - \varepsilon$ piano 90.....	112
Tabella 7- Risultati trazione piano 0.....	113
Tabella 8- Curve $\sigma - \varepsilon$ piano 0.....	113
Tabella 9-Risultati trazione piano 45	114
Tabella 10- Curve $\sigma - \varepsilon$ piano 45.....	114
Tabella 11-Risultati trazione	115
Tabella 12- Curve $\sigma - \varepsilon$ provino con shift diversi piani.....	115
Tabella 13- Coefficienti di anisotropia normale.....	120
Tabella 14-Dati	126
Tabella 15- Calcolo coefficienti	127
Tabella 16-Calcolo coeff. scambio termico globale	128
Tabella 17- Dimensionamento nuovo scambiatore.....	128
Tabella 18- Valori del numero di Nusselt per moto laminare.....	129
Tabella 19- Valori numero di Nusselt per moti turbolenti.....	129

Bibliografia

Chiappini, G. (2017/2018). *Appunti corso Progettazione Meccanica* . Ancona.

M. Vio, P. R. (2006-2007). *Corsi di Tecnica del Controllo Ambientale* . IUAV.

Masera, M. (2006/7). *Complementi di fisica*.

Polonara, F. (2015/2016). *Appunti corso di Fisica Tecnica*, UNIVPM .

TRUMPF.(2018/19). *Laser Metal Fusion*. Tratto da

https://www.trumpf.com/it_IT/applicazioni/additive-manufacturing/laser-metal-fusion-lmf/