

POLITECNICO DI TORINO

Collegio di Ingegneria Meccanica, Aerospaziale, dell'Autoveicolo

Corso di Laurea Magistrale In Ingegneria Meccanica
Indirizzo: Fabbricazione additiva

Tesi di Laurea Magistrale

Caratterizzazione del comportamento meccanico di strutture lattice mediante analisi micro-CT



**Politecnico
di Torino**

Relatori

Prof. Tridello Andrea
Prof. Boursier Niutta Carlo
Ing. Benelli Alessandro
Prof. Paolino Davide Salvatore

Candidato

Atanasio Vincenzo

Aprile 2024

Abstract

L'elaborato verte sull'analisi del comportamento meccanico di una struttura lattice 2x2 con cella elementare di tipo "octet-truss", prodotta tramite tecniche di fabbricazione additiva e sottoposta ad un carico di compressione in campo lineare-elastico. Tale comportamento è stato indagato con l'ausilio di tecniche di natura sperimentale, tra le quali in primis l'analisi micro-CT. Da quest'ultima è stato possibile ricostruire il modello grazie all'ausilio del software "VGStudio Max" così da poter utilizzare la tecnica del Digital Volume Correlation (DVC) per calcolare il campo degli spostamenti e delle deformazioni. Il provino è stato anche sottoposto ad una prova di compressione "classica" sulla macchina di trazione e ad un'analisi bidimensionale tramite Digital Image Correlation (DIC), così da poter effettuare dei confronti tra tecniche sperimentali più datate e consolidate con il più recente DVC. La seconda parte dell'elaborato riguarda invece la modellizzazione e l'analisi agli elementi finiti (FEA) del provino in esame e come software di riferimento è stato utilizzato LS-DYNA del pacchetto Ansys. Le simulazioni FEM sono state svolte sia sul modello "reale" esportato direttamente dal software su cui è stato ricostruito con analisi micro-CT, sia su un modello CAD nominale disegnato tramite il software di modellazione 3D Creo Parametric, sia su un modello equivalente 1D così da poter effettuare i rispettivi confronti per individuare i pregi e i limiti dei vari modelli semplificati che presentano una rigidità diversa dal provino reale. Per indagare le motivazioni di tali differenze in termini di rigidità, si è sfruttata l'accuratezza delle ricostruzioni da micro-CT per esportare delle singole "beam" della struttura lattice con tutte le "imperfezioni di stampa", dovute ai limiti in termini di finitura superficiale delle tecniche di fabbricazione additiva, per calcolare dei valori di diametro "equivalente" in modo da verificare se tali "imperfezioni di stampa" partecipino attivamente o passivamente alla deformazione in campo lineare-elastico. Anche in questo caso si è utilizzato il software LS-DYNA per le simulazioni FEM e oltre alle "beam" originali estrapolate direttamente dalla ricostruzione del provino, sono state simulati anche dei modelli CAD nominali sia 3D che 1D per effettuare i vari confronti. In conclusione, si è cercato di determinare le caratteristiche meccaniche della struttura lattice alla luce dei risultati sperimentali ritenuti più "affidabili" e della modellazione FEM più coerente con tali dati sperimentali.

Indice

Abstract	III
Indice	V
Elenco delle figure	VII
Elenco delle tabelle	XI
1. Introduzione	1
1.1 Presentazione dell'attività e degli obiettivi	1
1.2 Organizzazione e ripartizione degli argomenti.....	2
2. Prove sperimentali: analisi micro-CT e test su macchina di trazione	3
2.1 <i>Computed Tomography (CT)</i>	3
2.2 Presentazione provino in esame: <i>cella lattice 2x2</i>	5
2.3 Curva sperimentale del provino.....	6
3. Ricostruzione del provino tramite micro-CT e <i>Digital Volume Correlation</i>	8
3.1 Preparazione del provino e dei parametri del tomografo.....	8
3.2 Acquisizione e analisi delle scansioni tramite DVC: "non-linear" VS "affine" ..	9
3.3 Nuove analisi DVC a 4 kN per diverso numero di voxel.....	13
4. Confronto tra <i>Digital Volume Correlation</i> e <i>Digital Image Correlation</i>	15
4.1 Cenni storici.....	15
4.2 Principio di funzionamento	15
4.3 Calcolo del campo degli spostamenti	16
4.4 Risultati DIC sul provino in esame.....	17
5. Analisi agli elementi finiti sul software <i>LS-Dyna</i>	21
5.1 Cenni storici.....	21
5.2 Principio di funzionamento	21
5.3 Definizione modello FEM del provino in esame.....	23
5.4 Risultati analisi FEM in esplicito: formulazione elementi a confronto	29
5.5 Risultati analisi FEM in implicito	36
6. Analisi FEM del modello CAD 3D e del modello 1D	40
6.1 Confronto col modello CAD e cenni sul processo produttivo	40
6.2 Realizzazione del modello CAD tramite il software " <i>Creo Parametric</i> "	41
6.3 Risultati analisi FEM in esplicito: CAD "ideale" VS "reale"	44
6.4 Modello LS-Dyna della cella lattice 2x2 con <i>beam 1D</i>	45
6.5 Risultati analisi FEM del modello cella lattice con <i>beam 1D</i>	48

7.	Rugosità superficiale e calcolo del diametro equivalente	50
7.1	Premessa	50
7.2	Scelta delle <i>beam</i> da esportare	52
7.3	Misura delle forze agenti sulle <i>beam</i>	55
7.4	Modello LS-Dyna delle <i>beam</i> 3D “reali” da micro-CT	58
7.5	Calcolo del diametro equivalente iniziale.....	62
7.6	Modello LS-Dyna per le barre 3D circolari “ideali” e <i>beam</i> 1D	63
7.7	Prove con tipologie diverse di simulazioni su una <i>beam</i> 1D.....	66
7.8	Analisi risultati delle simulazioni e calcolo dei diametri equivalenti finali	67
8.	Analisi statistica delle beam tramite la densità di energia di deformazione	71
8.1	Definizione di “ <i>strain energy density</i> ”	71
8.2	Andamento <i>strain energy density</i> nel modello LS-Dyna	72
8.3	Post-processing dei valori di <i>strain energy density</i> su Matlab	74
8.4	Considerazioni finali	76
9.	Confronto campi di spostamento e deformazioni: DVC vs FEM ruotato	79
9.1	Nuove analisi DVC	79
9.1.1	Campi di spostamento-Z.....	80
9.1.2	Campi di deformazione-X.....	83
9.1.3	Campi di deformazione-Y	86
9.1.4	Campi di deformazione-Z.....	90
9.2	Confronto finale tra dati sperimentali e analisi FEM	93
9.3	Nuove analisi FEM col modello ruotato rispetto l’asse y.....	94
9.4	Curva sperimentale “corretta”	97
10.	Conclusioni	98
	Bibliografia	100
	Ringraziamenti	102

Elenco delle figure

Figura 1 Camera a raggi X con tomografo computerizzato nel laboratorio J-Tech presso il Politecnico di Torino.....	1
Figura 2 Rappresentazione schematica delle distanze caratteristiche del tomografo, responsabili dell'ingrandimento tratta da "A Multiscale Analysis of Additively Manufactured Lattice Structures" di Tobias Thiede [8].....	4
Figura 3 Provino in esame: cella lattice 2x2 in alluminio, stampata tramite SLM.....	5
Figura 4 Cella lattice elementare octet-truss.....	6
Figura 5 Macchina di trazione del costruttore Zwick/Roell modello Z050 THW presente al laboratorio J-Tech.....	6
Figura 6 Curva ottenuta con una prova di compressione sul provino in campo lineare-elastico.....	7
Figura 7 Preparazione del provino: aggiunta delle piastre in carbonio per non fare entrare direttamente in contatto il provino con i piatti di compressione.....	8
Figura 8 Cella lattice su VGStudio Max dopo l'acquisizione e il post-processing delle immagini generate dal tomografo.....	9
Figura 9 Schematizzazione grafica del processo di correlazione tratta dal manuale di VGStudio Max [9].....	10
Figura 10 Schematizzazione grafica delle due limitazioni nella scelta del corretto numero di voxel nel Control point spacing, riportata direttamente dal manuale di VGStudio Max [9].....	11
Figura 11 Campo delle deformazioni costante, risultato della trasformazione di tipo affine.....	12
Figura 12 Risultati DVC per un control point spacing di 6 voxel e proiezione della sezione ortogonale all'asse z sulla quale è calcolato lo spostamento medio lungo z.....	13
Figura 13 Grafico riassuntivo dei risultati del DVC al variare del numero di voxel, confrontato col valore costante proveniente dal test sperimentale eseguito sulla macchina di trazione.....	14
Figura 14 Principio di funzionamento del DIC: si noti la correlazione tra i subset dello stato iniziale e quello deformato, con conseguente calcolo del campo degli spostamenti (fonte immagine: Analytical Technologies Pte Ltd).....	16
Figura 15 ROI (Region of interest) su cui applicare il DIC.....	17
Figura 16 Sono riportati i risultati degli spostamenti lungo la direzione verticale di applicazione del carico del DVC per 6 voxel "dilated" a sinistra e per il DIC a destra....	18
Figura 17 Sono riportati i risultati delle deformazioni lungo la direzione verticale di applicazione del carico del DVC per 6 voxel "dilated" a sinistra e per il DIC a destra....	18
Figura 18 Sono riportati i risultati degli spostamenti lungo la direzione verticale di applicazione del carico del DVC per la trasformazione affine a sinistra e per il DIC a destra.....	19
Figura 19 Sono riportati i risultati delle deformazioni lungo la direzione verticale di applicazione del carico del DVC per la trasformazione affine a sinistra e per il DIC a destra.....	19
Figura 20 Mesh tetragonale della cella lattice 2x2x2 creata da VGStudio Max da esportare per le analisi FEM.....	20

<u>Figura 21</u>	Esempio di mesh 3D con elementi tetraedrici sul provino cella lattice 2x2...22	22
<u>Figura 22</u>	Modellazione della cella di carico tramite le keyword *RIGIDWALL.....23	23
<u>Figura 23</u>	Elenco delle keyword usate nel modello FEM.....24	24
<u>Figura 24</u>	Condizione di “quasi staticità” della simulazione, ossia energia cinetica trascurabile rispetto quella interna.....25	25
<u>Figura 25</u>	Keyword *CROSS_SECTION_PLANE inserito nella sezione mediana della cella lattice.....26	26
<u>Figura 26</u>	Forze agenti sui rigidwall che risultano coincidenti a meno di fenomeni inerziali transitori per tempi bassi.....28	28
<u>Figura 27</u>	Sezione considerata per il calcolo dello spostamento-Z medio.....30	30
<u>Figura 28</u>	Comando “Tetra remesh” su HyperMesh per generare una mesh più fine.....31	31
<u>Figura 29</u>	Confronto curve forza-spostamento con mesh importata da VG Studio e da HyperMesh (più fine).....33	33
<u>Figura 30</u>	Curve forza-spostamento per diverse formulazioni e curva sperimentale da macchina di trazione.....34	34
<u>Figura 31</u>	Simulazione in implicito: soluzione calcolata in due soli stati e modellazione vincoli e carichi.....37	37
<u>Figura 32</u>	Confronto curve forza-spostamento con metodi implicito ed esplicito per diverse formulazioni.....38	38
<u>Figura 33</u>	Schema di funzionamento della tecnologia SLM (immagine tratta dall’articolo scientifico “Influence of the vapour channel on processing in laser powder bed fusion” [10])......40	40
<u>Figura 34</u>	Modello CAD della cella lattice 2x2 realizzato sul software “Creo Parametric”.....42	42
<u>Figura 35</u>	Comando “Volume tetra” per la realizzazione della mesh sul software HyperMesh.....42	42
<u>Figura 36.a)</u>	Modello CAD “ideale” realizzato con “Creo Parametric”: campo spostamenti-Z simmetrico.....43	43
<u>Figura 36.b)</u>	Modello “reale” ricostruito tramite micro-CT: campo spostamenti-Z non simmetrico.....43	43
<u>Figura 37</u>	Confronto curve forza-spostamento per i modelli CAD ideali e reali usando le formulazioni 13 e 18.....44	44
<u>Figura 38</u>	Modello LS-Dyna semplificato della cella lattice 2x2 con beam 1D.....46	46
<u>Figura 39</u>	Modellazione carichi e vincoli nella cella 2x2 con beam 1D.....47	47
<u>Figura 40</u>	Confronto curve forza-spostamento tra il modello cella 2x2 con beam 1D e il modello CAD reale in implicito.....48	48
<u>Figura 41</u>	Effetti della velocità di stampa e della potenza del laser sulla bagnabilità delle polveri metalliche (immagine tratta dall’articolo scientifico Single scan track analyses on aluminium based powders [11])......50	50
<u>Figura 42</u>	Rugosità superficiale per beam aventi orientazioni differenti (immagine tratta dall’articolo scientifico “Mechanical equivalent diameter of single struts for the stiffness prediction of lattice structures produced by Electron Beam Melting” [5])......51	51
<u>Figura 43a)-e)</u>	Posizione <i>beam</i> 1-5.....53	53
<u>Figura 44a)-e)</u>	Posizione <i>beam</i> 6-10.....54	54
<u>Figura 45</u>	Esempio <i>beam</i> meshata in automatico da VG Studio.....55	55
<u>Figura 46</u>	*CROSS_SECTION_PLANE per una <i>beam</i> orizzontale.....56	56
<u>Figura 47</u>	*CROSS_SECTION_PLANE per una <i>beam</i> verticale.....57	57

<u>Figura 48</u> Esempio modello LS-Dyna di una <i>beam</i> orizzontale da micro-CT.....	59
<u>Figura 49</u> Esempio modello LS-Dyna di una <i>beam</i> verticale da micro-CT.....	60
<u>Figura 50.a)</u> Deformazioni in direzione X positive e quindi <i>beam</i> orizzontali con asse parallelo ad X in trazione.....	60
<u>Figura 50.b)</u> Deformazioni in direzione Y positive e quindi <i>beam</i> orizzontali con asse parallelo ad Y in trazione.....	61
<u>Figura 50.c)</u> Deformazioni in direzione Z negative e quindi <i>beam</i> verticali in compressione.....	61
<u>Figura 51</u> Modello LS-Dyna di barra cilindrica “ideale” con diametro equivalente di una <i>beam</i> orizzontale.....	63
<u>Figura 52</u> Modello LS-Dyna di una <i>beam</i> 1D orizzontale con simboli dei carichi e vincoli.....	65
<u>Figura 53a)-e)</u> D_{eq} <i>beam</i> 1-5.....	69
<u>Figura 54a)-e)</u> D_{eq} <i>beam</i> 6-10.....	70
<u>Figura 55</u> Grafico carico-deformazione con visualizzazione grafica della “strain energy density” (fonte immagine: sito web “Engineering Archives”).....	71
<u>Figura 56</u> Strain energy density per una <i>beam</i> orizzontale.....	72
<u>Figura 57</u> Strain energy density per una <i>beam</i> verticale.....	73
<u>Figura 58.a)</u> Grafico a barre con strain energy density normalizzata per una <i>beam</i> orizzontale.....	77
<u>Figura 58.b)</u> Grafico a barre con strain energy density non normalizzata per una <i>beam</i> orizzontale.....	77
<u>Figura 59.a)</u> Grafico a barre con strain energy density normalizzata per una <i>beam</i> verticale.....	78
<u>Figura 59.a)</u> Grafico a barre con strain energy density non normalizzata per una <i>beam</i> verticale.....	78
<u>Figura 60.a)</u> Campo di spostamento-Z nel caso di trasformazione non-lineare a 6 voxel.....	80
<u>Figura 60.b)</u> Campo di spostamento-Z nel caso di trasformazione non-lineare a 20 voxel.....	80
<u>Figura 60.c)</u> Campo di spostamento-Z nel caso di trasformazione non-lineare a 50 voxel.....	81
<u>Figura 60.d)</u> Campo di spostamento-Z nel caso di trasformazione non-lineare a 100 voxel.....	81
<u>Figura 60.e)</u> Campo di spostamento-Z nel caso di trasformazione affine.....	81
<u>Figura 61.a)</u> Campo di spostamento-Z nel caso di simulazione FEM con formulazione 13.....	82
<u>Figura 61.b)</u> Campo di spostamento-Z nel caso di simulazione FEM con formulazione 18.....	82
<u>Figura 62.a)</u> Campo di deformazione-X nel caso di trasformazione non-lineare a 6 voxel.....	83
<u>Figura 62.b)</u> Campo di deformazione-X nel caso di trasformazione non-lineare a 20 voxel.....	83
<u>Figura 62.c)</u> Campo di deformazione-X nel caso di trasformazione non-lineare a 50 voxel.....	84

<u>Figura 62.d)</u> Campo di deformazione-X nel caso di trasformazione non-lineare a 100 voxel.....	84
<u>Figura 62.e)</u> Campo di deformazione-X nel caso di trasformazione affine.....	84
<u>Figura 63.a)</u> Campo di deformazione-X nel caso di simulazione FEM con formulazione 13.....	85
<u>Figura 63.b)</u> Campo di deformazione-X nel caso di simulazione FEM con formulazione 18.....	86
<u>Figura 64.a)</u> Campo di deformazione-Y nel caso di trasformazione non-lineare a 6 voxel.....	86
<u>Figura 64.b)</u> Campo di deformazione-Y nel caso di trasformazione non-lineare a 20 voxel.....	87
<u>Figura 64.c)</u> Campo di deformazione-Y nel caso di trasformazione non-lineare a 50 voxel.....	87
<u>Figura 64.d)</u> Campo di deformazione-Y nel caso di trasformazione non-lineare a 100 voxel.....	87
<u>Figura 64.e)</u> Campo di deformazione-Y nel caso di trasformazione affine.....	88
<u>Figura 65.a)</u> Campo di deformazione-Y nel caso di simulazione FEM con formulazione 13.....	89
<u>Figura 65.b)</u> Campo di deformazione-Y nel caso di simulazione FEM con formulazione 18.....	89
<u>Figura 66.a)</u> Campo di deformazione-Z nel caso di trasformazione non-lineare a 6 voxel.....	90
<u>Figura 66.b)</u> Campo di deformazione-Z nel caso di trasformazione non-lineare a 20 voxel.....	90
<u>Figura 66.c)</u> Campo di deformazione-Z nel caso di trasformazione non-lineare a 50 voxel.....	91
<u>Figura 66.d)</u> Campo di deformazione-Z nel caso di trasformazione non-lineare a 100 voxel.....	91
<u>Figura 66.e)</u> Campo di deformazione-Z nel caso di trasformazione affine.....	91
<u>Figura 67.a)</u> Campo di deformazione-Z nel caso di simulazione FEM con formulazione 13.....	92
<u>Figura 67.b)</u> Campo di deformazione-Z nel caso di simulazione FEM con formulazione 18.....	92
<u>Figura 68</u> Campo degli spostamenti-Z con la formulazione 13 che evidenzia la leggera rotazione.....	94
<u>Figura 69.a)</u> Campo degli spostamenti-Z con la formulazione 13 del modello ruotato di 0,2° rispetto all'asse y.....	95
<u>Figura 69.b)</u> Campo degli spostamenti-Z con la formulazione 2 del modello ruotato di 0,2° rispetto all'asse y.....	95
<u>Figura 69.c)</u> Campo degli spostamenti-Z con la formulazione 18 del modello ruotato di 0,2° rispetto all'asse y.....	96
<u>Figura 70</u> Rappresentazione grafica della curva sperimentale, della curva “corretta” tramite DVC, insieme al fattore correttivo, e della corrispondente curva da simulazione FEM.....	97

Elenco delle tabelle

<u>Tabella 1</u>	Risultati DVC con trasformazione non lineare al variare del numero di voxel e valore di riferimento a 8 kN.....	12
<u>Tabella 2</u>	Valori caratteristici di elasticità e densità.....	27
<u>Tabella 3</u>	Vantaggi e svantaggi delle tre principali classi di elementi disponibili.....	32
<u>Tabella 4</u>	Confronto valori di rigidezza delle curve ottenute.....	35
<u>Tabella 5</u>	Confronto valori di rigidezza delle curve ottenute.....	39
<u>Tabella 6</u>	Confronto valori di rigidezza delle curve ottenute.....	45
<u>Tabella 7</u>	Confronto valori di rigidezza delle curve ottenute.....	49
<u>Tabella 8</u>	Forza agente sulle beam orizzontali, misurata tramite *CROSS_SECTION_PLANE.....	57
<u>Tabella 9</u>	Forza agente sulle beam verticali, misurata tramite *CROSS_SECTION_PLANE.....	58
<u>Tabella 10</u>	Valori di volume, lunghezza assiale e diametro equivalente iniziale per le beam orizzontali.....	62
<u>Tabella 11</u>	Valori di volume, lunghezza assiale e diametro equivalente iniziale per le beam verticali.....	62
<u>Tabella 12</u>	Valori di rigidezza per i diversi modelli 3D e 1D ottenuti con analisi in implicito ed esplicito.....	66
<u>Tabella 13</u>	Valori delle rigidezze e dei diametri equivalenti per le beam orizzontali.....	68
<u>Tabella 14</u>	Valori delle rigidezze e dei diametri equivalenti per le beam verticali.....	69
<u>Tabella 15</u>	Confronto dei valori di rigidezza per le diverse analisi DVC, l'analisi DIC e la simulazione FEM.....	93
<u>Tabella 16</u>	Confronto dei valori di rigidezza per le diverse analisi DVC, l'analisi DIC, le simulazioni FEM con provino ruotato di 0,2° rispetto l'asse y e la curva sperimentale da macchina di trazione.....	96

Capitolo 1

Introduzione

1.1 Presentazione dell'attività e degli obiettivi

L'attività descritta in questo elaborato riguarda la caratterizzazione meccanica a compressione in campo lineare-elastico, tramite analisi micro-CT, di una *cella lattice 2x2* in alluminio realizzata tramite *Selective Laser Melting* (SLM), una delle principali tecnologie di fabbricazione additiva specifiche per i metalli. Inoltre, va specificato che le analisi sono state effettuate su un provino già realizzato e dunque non verranno trattate la fase di produzione e i parametri di processo, ma sarà solo accennato il principio di funzionamento della tecnologia.

La tecnica principale d'indagine del comportamento meccanico del provino in esame è l'analisi micro-CT, dove l'acronimo sta per *Computed Tomography* (CT), con la quale è possibile ricostruire l'oggetto d'interesse nella sua tridimensionalità e con una risoluzione molto accurata che è dell'ordine del micron. Il tomografo utilizzato in queste analisi è situato nel laboratorio *J-Tech* presso il Politecnico di Torino. Il software utilizzato per il post-processing dei dati ricavati dalla micro-CT è *VGStudio Max*, con il quale è stato possibile applicare al provino ricostruito la tecnica del *Digital Volume Correlation* (DVC), la quale permette di ricavare i campi di spostamento e di deformazione lungo gli assi coordinati confrontando due volumi, uno all'istante iniziale e uno all'istante finale della prova di compressione. Un'altra tecnica sperimentale canonica utilizzata nell'attività descritta è stata una prova di compressione standard sulla macchina di trazione del costruttore *Zwick/Roell* modello *Z050 THW*, presente sempre nel laboratorio J-Tech.

L'ultima tecnica sperimentale utilizzata è il *Digital Image Correlation* (DIC), che permette di trovare i campi di spostamento e deformazione effettuando il confronto tra due immagini bidimensionali, appartenenti ad una delle facce laterali della cella lattice, prese sempre all'istante iniziale e finale della prova di compressione. A seguire, i risultati ottenuti tra le varie prove sperimentali saranno confrontati tra loro, evidenziando differenze e affinità, con l'obiettivo di comprendere quale siano i parametri dell'analisi DVC che descrivono correttamente il comportamento meccanico del provino.

La seconda parte dell'attività consiste nell'analisi agli elementi finiti (FEM) del provino in esame tramite il software *LS-Dyna*, con l'obiettivo di trovare il modello numerico che descriva correttamente il comportamento meccanico a compressione della struttura lattice. In particolare, sarà dapprima spiegato il *workflow* seguito nella creazione del modello e poi saranno analizzati i risultati delle simulazioni confrontando analisi in esplicito e in implicito e analisi con differenti formulazioni degli elementi finiti. In seguito, è stato utilizzato il software di modellazione 3D "*Creo Parametric*" per realizzare un CAD 3D della cella lattice con geometria nominale da simulare sempre tramite analisi FEM su LS-Dyna, così poi poter effettuare dei confronti tra i risultati delle simulazioni del modello "reale" da micro-CT con quello "ideale" realizzato sul software di modellazione 3D. Infine, è effettuato anche un confronto tra il modello "reale" da micro-CT e un modello semplificato con *beam* 1D della cella lattice, realizzato sempre su LS-Dyna, con l'obiettivo di verificare quanto questo modello semplificato differisca, in termini di comportamento meccanico, con il modello "reale".

La terza parte dell'attività descrive lo studio della rugosità superficiale del modello "reale" della struttura lattice, rilevabile grazie all'accuratezza della ricostruzione tramite micro-CT.

In particolare, sono state isolate dal modello di partenza alcune *beam* in diverse posizioni e, sempre tramite analisi FEM, sarà confrontato il loro comportamento meccanico con quello di modelli ideali 3D e 1D privi di rugosità superficiale. L'obiettivo in questo caso è quello di dimostrare che le zone di rugosità superficiale non partecipano attivamente alla deformazione elastica del provino. Di conseguenza, l'obiettivo seguente è stato calcolare un valore di "diametro equivalente" per ogni *beam* presa in considerazione, in modo che abbiano la stessa rigidità dei modelli ideali corrispettivi. A seguire, è presentata un'analisi di natura statistica della densità d'energia di deformazione, tramite il software di programmazione *Matlab*, che ha l'obiettivo di trovare un'ulteriore conferma della presenza di due zone con diverso livello di deformazione, in cui è riscontrabile, in corrispondenza della rugosità superficiale, del materiale che "lavora" poco in campo elastico.

Infine, sono state svolte delle nuove analisi DVC con differenti parametri da quelli usati in precedenza, da confrontare con delle nuove simulazioni FEM del modello ruotato di pochi decimi di grado, perché, osservando l'andamento del campo degli spostamenti lungo la direzione di carico, il provino è risultato subire una piccola rotazione lungo l'asse *y* per un contatto non uniforme coi piatti di compressione. L'obiettivo finale è quello di trovare i parametri di analisi DVC e simulazione FEM che permettano di ottenere circa la stessa rigidità del provino, così da correggere la curva sperimentale derivante dalla macchina di trazione.

1.2 Organizzazione e ripartizione degli argomenti

I vari argomenti trattati in questo elaborato sono descritti seguendo l'ordine cronologico dello svolgimento dell'attività sperimentale e sono divisi in dieci capitoli, con una prima sezione introduttiva sull'attività svolta e un capitolo finale con le conclusioni, mentre i capitoli nel mezzo si possono classificare in quattro macro-argomenti.

Nella prima macro-sezione (capitoli da 2-4) discutono le prove di natura sperimentale: in particolare, nel secondo capitolo saranno analizzate le prove sperimentali tramite micro-CT e macchina di trazione, alle quali seguono la ricostruzione del provino e le analisi DVC nel capitolo successivo. A seguire, il quarto capitolo chiude la panoramica delle prove sperimentali, presentando il DIC e confrontando i risultati finora ottenuti.

I capitoli 5 e 6 si concentrano sulle simulazioni FEM, rispettivamente per il modello "reale" e per i modelli "ideali" 3D e 1D, che sono state svolte dopo le prove sperimentali.

A seguire, i capitoli 7 e 8 sono dedicati allo studio della rugosità superficiale, dapprima con le simulazioni FEM e col calcolo dei diametri equivalenti, e in seguito con l'analisi statistica della densità d'energia di deformazione.

L'ultima macro-sezione coincide col capitolo 9 in cui si descrivono le nuove analisi DVC e le simulazioni FEM svolte col provino ruotato, i cui parametri sono stati scelti alla luce delle considerazioni sui risultati ottenuti nelle sezioni precedenti e che portano alle conclusioni del lavoro, contenute nel capitolo 10.

Capitolo 2

Prove sperimentali: analisi micro-CT e test su macchina di trazione

2.1 *Computed Tomography (CT)*

La tomografia computerizzata, indicata con l'acronimo CT (*computed tomography*), è una tecnica d'indagine radiodiagnostica (ossia di diagnostica per immagini) con la quale è possibile ricostruire la tridimensionalità del componente e realizzare anche immagini in sezione del campione in esame, in contrapposizione alla radiografia convenzionale (RX), dove l'immagine prodotta risulta una proiezione bidimensionale dell'intero corpo del componente. Il maggiore utilizzo di questa tecnica è nel campo della medicina, ma recentemente è stata adattata anche alle applicazioni industriali, così da consentire uno studio della difettosità interna ed esterna dei componenti con differenti tipologie di analisi, come ad esempio avviene nei test non distruttivi dei materiali.

Ai giorni d'oggi, un tipico tomografo da laboratorio (in *Figura 1* è riportato il tomografo utilizzato in questo studio che si trova nel laboratorio J-Tech del Politecnico di Torino) è costituito da un tubo a raggi X, un sensore che serve all'acquisizione delle proiezioni e un sistema manipolatore montato su una base granitica: quest'ultimo consente movimenti con precisione micrometrica. Nel tubo a raggi X, un filamento di tungsteno viene riscaldato dalla corrente elettrica, così che il numero di elettroni emessi sia controllato dall'intensità della corrente stessa: il filamento emette così elettroni che vengono accelerati nel campo elettrico statico tra catodo (filamento di tungsteno) e anodo (bersaglio) e focalizzati grazie a dei magneti bipolari.



Figura 1. Camera a raggi X con tomografo computerizzato nel laboratorio J-Tech presso il Politecnico di Torino

L'energia massima degli elettroni dipende linearmente dalla corrente e dal voltaggio applicati al tubo. Colpendo il bersaglio, l'energia cinetica degli elettroni viene convertita in calore ed energia cinetica emessa sotto forma di fotoni a raggi X. Gli elettroni del fascio sono decelerati in due modi: una decelerazione continua, dovuta alle interazioni di Coulomb nella nuvola elettronica, e tramite la ionizzazione dell'atomo. Il primo caso porta ad uno spettro continuo di raggi X, mentre il processo di ionizzazione porta ad un caratteristico spettro a raggi X discreto dovuto ai livelli di energia atomica definiti per gli elettroni. Nello specifico, lo stato elettronico vacante è occupato da un elettrone proveniente dalla nuvola esterna, e di conseguenza vengono emessi dei fotoni con la differenza di energia tra i due stati elettronici che si notano nello spettro sotto forma di picchi caratteristici.

Per l'acquisizione delle immagini viene comunemente utilizzato come rivelatore un pannello piano. La posizione del rivelatore lungo l'asse sorgente-oggetto-rivelatore regola sia l'ingrandimento I dell'immagine che la velocità di emissione dei fotoni che segue la legge del quadrato della distanza. L'ingrandimento I è definito come rapporto tra la distanza sorgente-rivelatore (SDD) e la distanza sorgente-oggetto (SOD), distanze riportate schematicamente anche in Figura 2 (immagine è tratta da un lavoro presente in letteratura dal titolo “*A Multiscale Analysis of Additively Manufactured Lattice Structures*” di Tobias Thiede [8]).

$$I = \frac{SDD}{SOD} \quad (1)$$

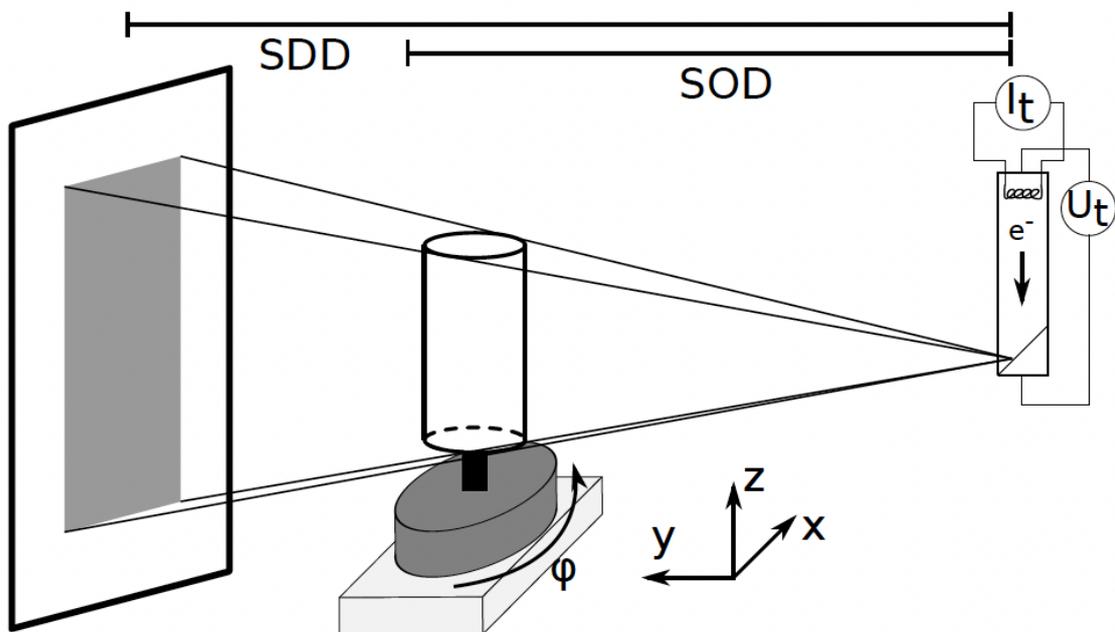


Figura 2. Rappresentazione schematica delle distanze caratteristiche del tomografo, responsabili dell'ingrandimento tratta da “*A Multiscale Analysis of Additively Manufactured Lattice Structures*” di Tobias Thiede [8]

Tuttavia, la reale risoluzione spaziale di un'immagine rilevata da un tomografo è ridotta da diversi fattori che rendono l'immagine sfocata, come ad esempio dal rumore nel segnale e dalla presenza di una sorgente che è conica e dunque, prima dell'inizio la tomografia, è necessario settare correttamente le distanze SDD e SOD, in modo da ridurre il più possibile il rumore.

2.2 Presentazione provino in esame: *cella lattice 2x2*

L'attività che verrà descritta in questo elaborato, si pone come obiettivo la caratterizzazione meccanica a compressione, tramite analisi micro-CT (il cui funzionamento è stato brevemente spiegato precedentemente), di una *cella lattice 2x2* in alluminio (riportata in *Figura 3*), realizzata tramite un processo di stampa 3D per metalli, nello specifico con SLM (*Selective Laser Melting*).

Nel nome del provino è stato specificato che si tratta di una *cella lattice 2x2* in quanto questa tipologia di celle cubiche è un multiplo di una cella elementare e in questo caso il cubo ha due celle elementari per lato nelle tre dimensioni e tale unità di base presenta delle peculiarità a seconda della disposizione delle travi, dette anche *beam*, di cui è composta. Nel caso in esame si tratta di una cella chiamata *octet-truss* perché presenta delle travature a forma ottaedrica interne e altre travature esterne a forma di "X" sulle sei facce del cubo. In *Figura 4* a pagina successiva, è possibile osservare una riproduzione dell'unità elementare *octet-truss* tramite il software di modellazione CAD 3D "*Creo Parametric*".



Figura 3. Provino in esame: cella lattice 2x2 in alluminio, stampata tramite SLM

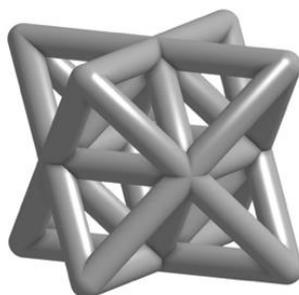


Figura 4. Cella lattice elementare octet-truss

2.3 Curva sperimentale del provino

Prima di procedere con l'analisi tramite micro-CT, è necessario avere un riferimento con cui effettuare il confronto e che tornerà utile anche in seguito nelle successive analisi del provino agli elementi finiti (FEM). Tale riferimento consiste in una classica curva carico-deformazione ottenuta caricando a compressione in campo lineare-elastico il provino su una macchina di trazione del costruttore *Zwick/Roell* modello *Z050 THW*, presente sempre nel laboratorio *J-Tech* (riportata in *Figura 5*). Dopo aver effettuato alcuni cicli di carico e scarico per cercare di ridurre i giochi interni alla macchina, si è ottenuta una certa curva che è stata riportata in *Figura 6* a pagina successiva.

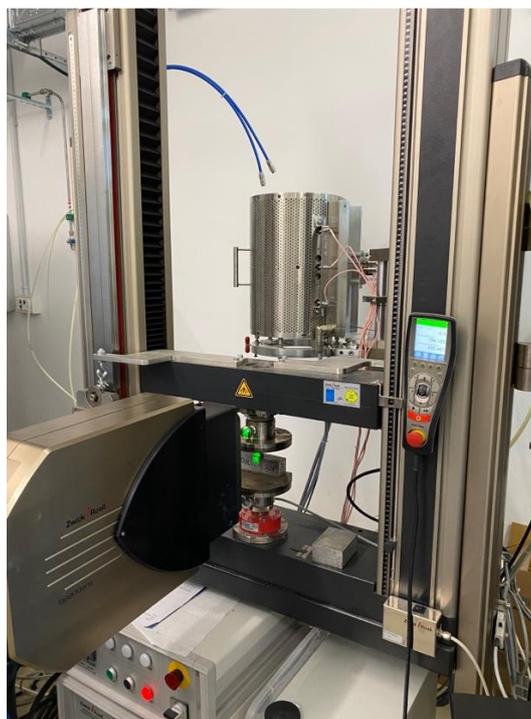


Figura 5. Macchina di trazione del costruttore *Zwick/Roell* modello *Z050 THW* presente al laboratorio *J-Tech*

Prova di compressione

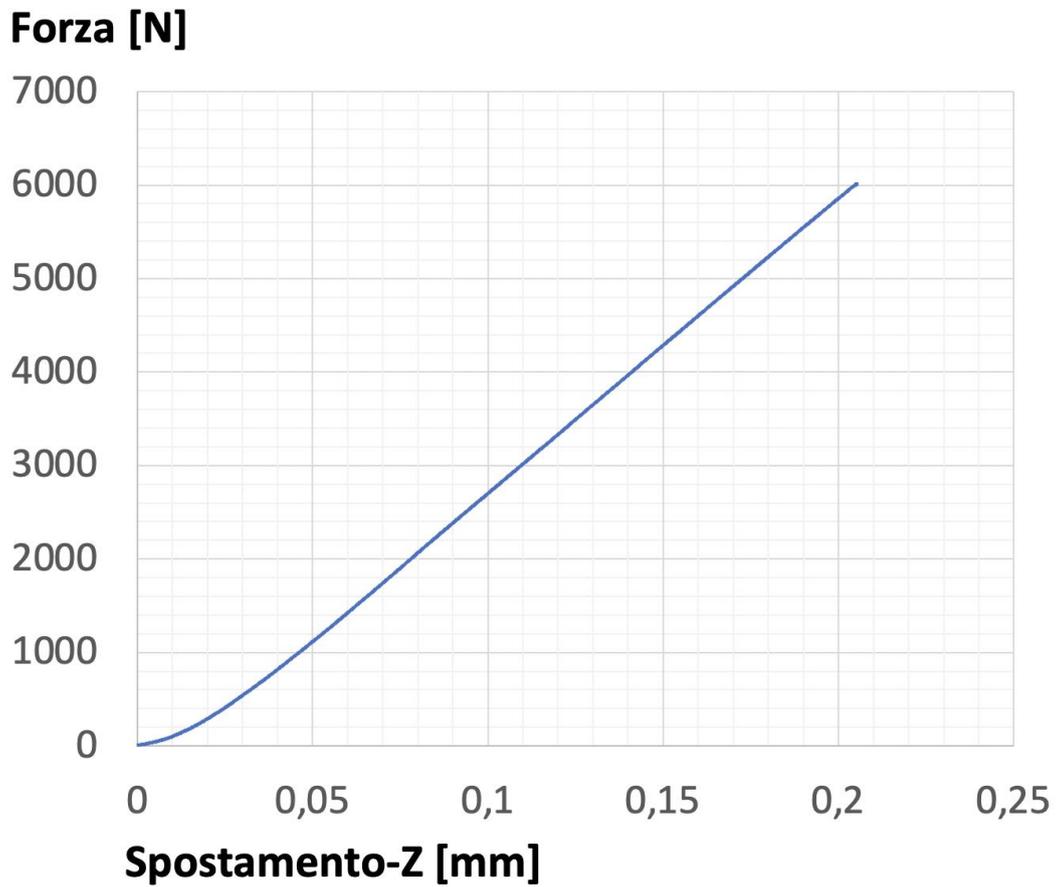


Figura 6. Curva ottenuta con una prova di compressione sul provino in campo lineare-elastico

Capitolo 3

Ricostruzione del provino tramite micro-CT e *Digital Volume Correlation*

3.1 Preparazione del provino e dei parametri del tomografo

Una volta ottenuta una curva di riferimento carico-deformazione dalla prova su macchina, si può procedere con un'analisi microscopica delle deformazioni locali del provino. Lo strumento per effettuare un'analisi così dettagliata è la tomografia computerizzata, di cui è stato già descritto brevemente il funzionamento generale. Il provino è stato inserito all'interno di una macchina di trazione che permette di effettuare prove meccaniche all'interno del tomografo. La macchina di prova presenta una traversa fissa e una mobile, collegate tra loro da un tubo di CFRP (*Carbon Fibre Reinforce Polymer*) che non assorbe i raggi X. Il provino è stato posizionato non direttamente sui piatti di compressione, ma tra i piatti e il provino sono stati usati dei pannelli quadrati di CFRP per poter isolare il campione in fase di *post-processing* e non avere il rumore causato dai piatti di acciaio. Si sottolinea inoltre che i pannelli in fibre di carbonio, vista la durezza del materiale, non modificano la rigidità della cella lattice e dunque non falsano i risultati della prova di compressione.

L'ultima fase di preparazione consiste nel controllare il corretto posizionamento del provino rispetto alla sorgente dei raggi e al rilevatore attraverso i due parametri caratteristici SDD (*Source-detector distance*) e SOD (*Source-object distance*) di cui si è già discusso e dai quali dipende l'ingrandimento e la risoluzione del provino.

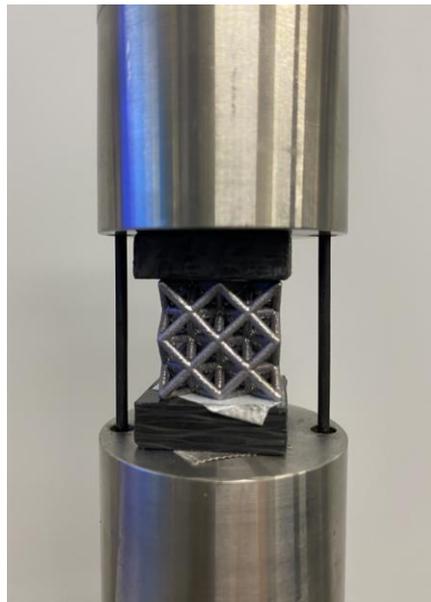


Figura 7. Preparazione del provino: aggiunta delle piastre in carbonio per non fare entrare direttamente in contatto il provino con i piatti di compressione

Sotto sono riportati i valori scelti per i due parametri caratteristici nel caso in esame:

- $SDD = 1200.0 \text{ mm}$;
- $SOD = 150.00 \text{ mm}$;
- $Risoluzione = 25 \mu\text{m}$.

3.2 Acquisizione e analisi delle scansioni tramite DVC: “non-linear” VS “affine”

Una volta completata la tomografia, saranno generate 1600 immagini nel formato RAW, che riguardano sia l’istante iniziale in cui la forza applicata al provino dalla cella di carico risulta nulla, sia l’istante finale in cui si è applicata sul provino una forza di 8 kN , come nel caso della prova sperimentale sulla macchina di trazione.

Il prossimo passo nella caratterizzazione meccanica della cella lattice consiste nell’analisi degli spostamenti e delle deformazioni tramite un potente software di calcolo dal nome *VGStudio Max* che ricostruisce il provino utilizzando le immagini generate dal tomografo che sono state importate inserendo i corretti parametri di SDD ed SOD della tomografia. Dopo aver utilizzato alcuni *tool* che il software offre come la possibilità di isolare solo la parte della ricostruzione che risulta di reale interesse tramite un’operazione detta di “*clipping*” e la creazione di una ROI (*Region of Interest*), oltre all’eliminazione di particelle dovute a del rumore nell’acquisizione che stanno al di fuori della superficie del modello che sono state individuate tramite l’operazione che il software chiama di “*surface determination*”, la cella lattice appare come è riportato in *Figura 8*.

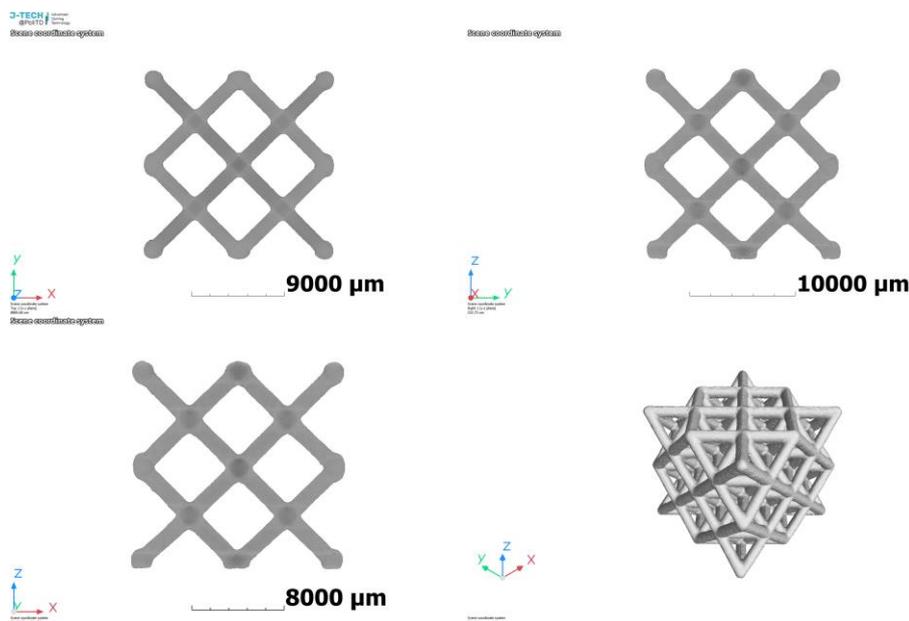


Figura 8. Cella lattice su *VGStudio Max* dopo l’acquisizione e il post-processing delle immagini generate dal tomografo

3.2 Acquisizione e analisi delle scansioni tramite DVC: “non-linear” VS “affine”

Tali operazioni di *post-processing* delle immagini acquisite, dovranno essere ripetute sia per le immagini a inizio tomografia (ossia con carico nullo), che per quelle a fine scansione (con carico pari a 8 kN) e questo perché è necessario che il software abbia la ricostruzione del provino prima e dopo l'applicazione del carico per poter utilizzare la tecnica del *Digital Volume Correlation* (DVC). Entrando più nello specifico, si riporta la definizione di DVC contenuta nel manuale di *VGStudio Max* [9] secondo cui sarebbe “uno strumento usato per misurare lo spostamento e le deformazioni in serie storica di immagini volumetriche”. Nella pratica il DVC, citando sempre il manuale del software [9], “correla ogni punto x nel volume A con un punto y visivamente corrispondente nel volume B e stabilisce la funzione di trasformazione $y = T(x)$ ”. Si riporta in *Figura 9* una schematizzazione grafica del processo di correlazione, immagine tratta direttamente dal manuale di *VGStudio Max* [9].

Per ottenere dei risultati corretti dal DVC, è necessario scegliere un sistema di riferimento coerente per le i due volumi a confronto tramite il *tool Registration object*. Nel caso in esame si è scelto di porre l'origine al centro della base della cella lattice che poggia sul piano fisso della cella di carico. Nell'analisi che segue, verranno usate due tipologie di trasformazione disponibili, le cui definizioni sono sempre riportate direttamente dal manuale [9]:

- 1) “Trasformazione non lineare: è descritta da un campo di spostamenti non uniforme. Il campo è definito da vettori-spostamento su una griglia regolare di punti di controllo. Tra i punti di controllo, il campo è interpolato usando curve cubiche *b-spline*. La spaziatura dei punti di controllo può essere regolata tramite l'apposita casella *Control point spacing*”.
- 2) “Affine: la trasformazione *affine* consente globalmente la rotazione, la traslazione, lo *scaling* e la deformazione per taglio. È definita dall'espressione $y = Ax + t$, dove A rappresenta una matrice di trasformazione 3×3 e t il vettore di traslazione”.

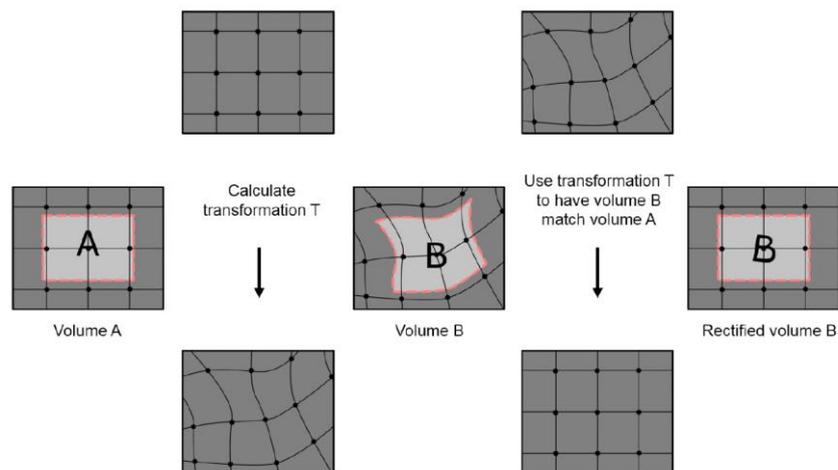


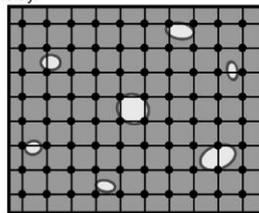
Figura 9. Schematizzazione grafica del processo di correlazione tratta dal manuale di *VGStudio Max* [9]

Prima di riportare i risultati di queste prime analisi, è necessario chiarire il concetto di *Control point spacing* di cui si parla nella trasformazione non-lineare, poiché risulta essere uno dei parametri cardine dell'analisi stessa. Riportando ancora una volta le definizioni contenute nel manuale di *VGStudio Max* [9], sulla voce *Control point spacing* si trova specificato che “si tratta di una funzionalità disponibile solo per la trasformazione di tipo locale non-lineare e specifica la spaziatura tra i punti di controllo:

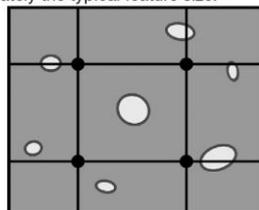
- Con una spaziatura piccola, si possono rilevare deformazioni su scala più piccola, ma c'è il rischio di *over-fitting*.
- Con una spaziatura larga, il risultato sarà più robusto, ma saranno rilevabili solo deformazioni su larga scala.

Si raccomanda di scegliere la più grande spaziatura che è appena sufficiente a rilevare i risultati che si aspettano e di non usare una spaziatura più piccola di una tipica dimensione caratteristica. Se il volume è espresso in voxel, la dimensione scelta del voxel sarà riferita alla risoluzione originale del volume A e sarà indipendente dal nuovo parametro di campionamento dei volumi”. Quindi, nella ricerca dei parametri del DVC che permettono di ottenere dei risultati verosimili, è necessario individuare il giusto compromesso nel valore del *Control point spacing*, come riportato in *Figura 10* tramite una schematizzazione grafica tratta sempre dal manuale di *VGStudio Max* [9] trovando, nelle analisi DVC con trasformazione non-lineare, il numero di voxel che rispetti le due limitazioni riportate in precedenza direttamente dal manuale [9].

Control point spacing is too small. There are no features in most of the cells and the results will most likely be noisy.



Suitable control point spacing. The grid size matches approximately the typical feature size.



Large control point spacing. The results will be robust, but the transformation is restricted.

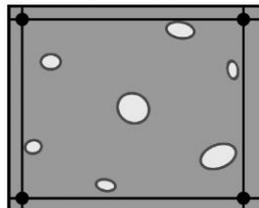


Figura 10. Schematizzazione grafica delle due limitazioni nella scelta del corretto numero di voxel nel *Control point spacing*, riportata direttamente dal manuale di *VGStudio Max* [9]

3.2 Acquisizione e analisi delle scansioni tramite DVC: “non-linear” VS “affine”

In seguito in *Tabella 1* sono riportati i risultati del DVC con trasformazione di tipo non-lineare, usando in ogni calcolo un diverso numero di voxel. Il parametro di confronto e di validazione dell’analisi tramite DVC è il valore corrispondente, a parità di forza di compressione applicata, che è pari a 8 kN , sulla curva sperimentale ottenuta montando il provino sulla macchina di trazione e tale parametro sarà confrontato con lo spostamento massimo risultante dal DVC. Non sarà invece preso in considerazione lo spostamento registrato dalla macchina di trazione in cui è inserito il provino durante la tomografia, perché non risulta precisa.

Per quanto concerne invece la trasformazione di tipo *affine*, questa sembrerebbe a priori un’ottima candidata a fornire risultati corretti visto che essa si adatta bene alle trasformazioni semplici come una traslazione rigida, la quale è il risultato che ci si aspetterebbe da uno stato di compressione in campo lineare-elastico. Tuttavia, analizzando anche il campo delle deformazioni (in particolare lo *strain zz*) si ottiene come risultato un campo costante (come riportato in *Figura 11*) che sembra in apparente contrasto con le aspettative e con l’evidenza sperimentale. Quest’ultimo risultato è conseguenza della tipologia di trasformazione lineare usata nella trasformazione di tipo *affine*, che risulta numericamente “limitata” per descrivere correttamente lo stato tensionale del provino in esame.

Tabella 1. Risultati DVC con trasformazione non lineare al variare del numero di voxel e valore di riferimento a 8 kN

Numero di voxel	16	12	8	Valore di riferimento [μm] (da macchina di trazione)
Spostamento-z massimo [μm]	267	397	968	322.3

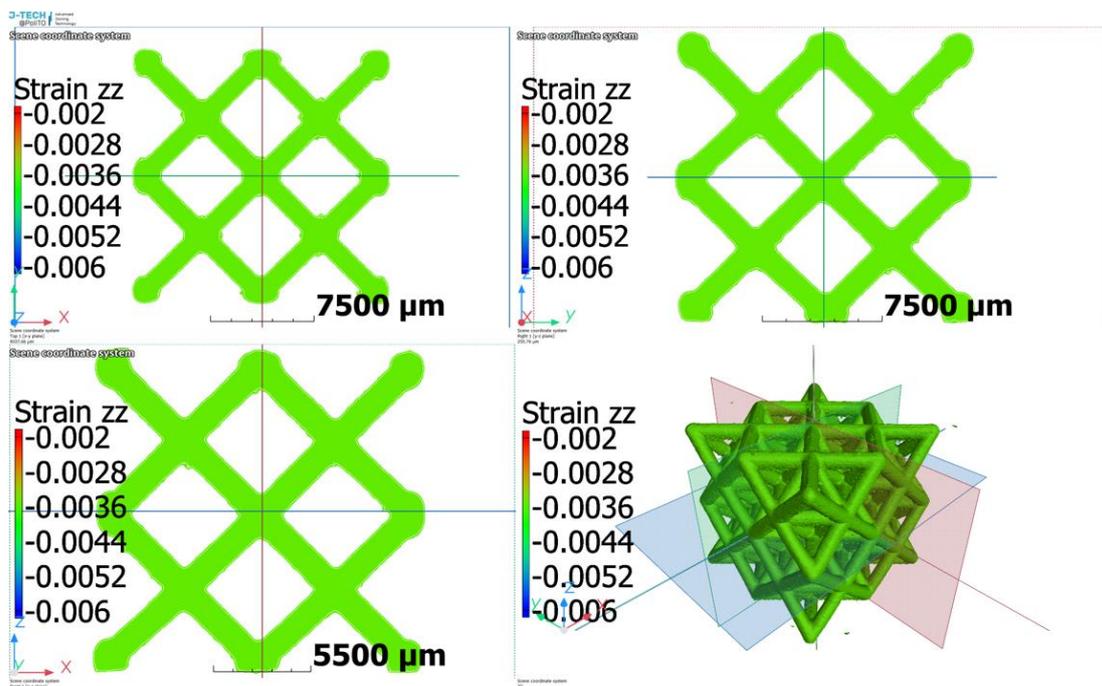


Figura 11. Campo delle deformazioni costante, risultato della trasformazione di tipo affine

3.3 Nuove analisi DVC a 4 kN per diverso numero di voxel

Dalle ultime analisi DVC con carico pari a 8 kN non sembra esserci ancora una chiara corrispondenza con il parametro di confronto sperimentale e dunque si è deciso di procedere anzitutto eseguendo un'ulteriore tomografia con carico minore di 4 kN , perché così c'è maggior certezza che il provino rimanga in campo lineare-elastico a differenza della scorsa analisi che potrebbe aver usato un carico troppo vicino allo snervamento. Si è inoltre deciso di utilizzare come valore di confronto con il parametro di riferimento proveniente dalla curva sperimentale, lo spostamento medio lungo z (che corrisponde alla direzione di applicazione del carico) della sezione della cella lattice ortogonale all'asse z stesso e posizionata ad una quota $z = 17,5\text{ mm}$, scelta opportunamente in modo che risulti quasi a contatto con il piano mobile della cella di carico e che sia anche un piano mediano della sezione delle *beam*. In *Figura 12* sono riportati i risultati del campo degli spostamenti lungo z dal DVC con un *control point spacing* di 6 voxel e si può notare che la proiezione sul piano xy è proprio la sezione d'interesse sulla quale è calcolato lo spostamento medio che sarà confrontato col corrispondente valore sperimentale.

Prima di riportare i risultati delle analisi DVC a diverso numero di voxel, è necessario introdurre un ulteriore *tool* di *VGStudio Max* che è stato adoperato in queste analisi visto che l'utilizzo dello stesso è consigliato dal manuale del software [9] per ottenere risultati attendibili quando il provino su cui si vuole applicare il DVC presenta un materiale abbastanza omogeneo che include una superficie complessa come nel caso in esame.

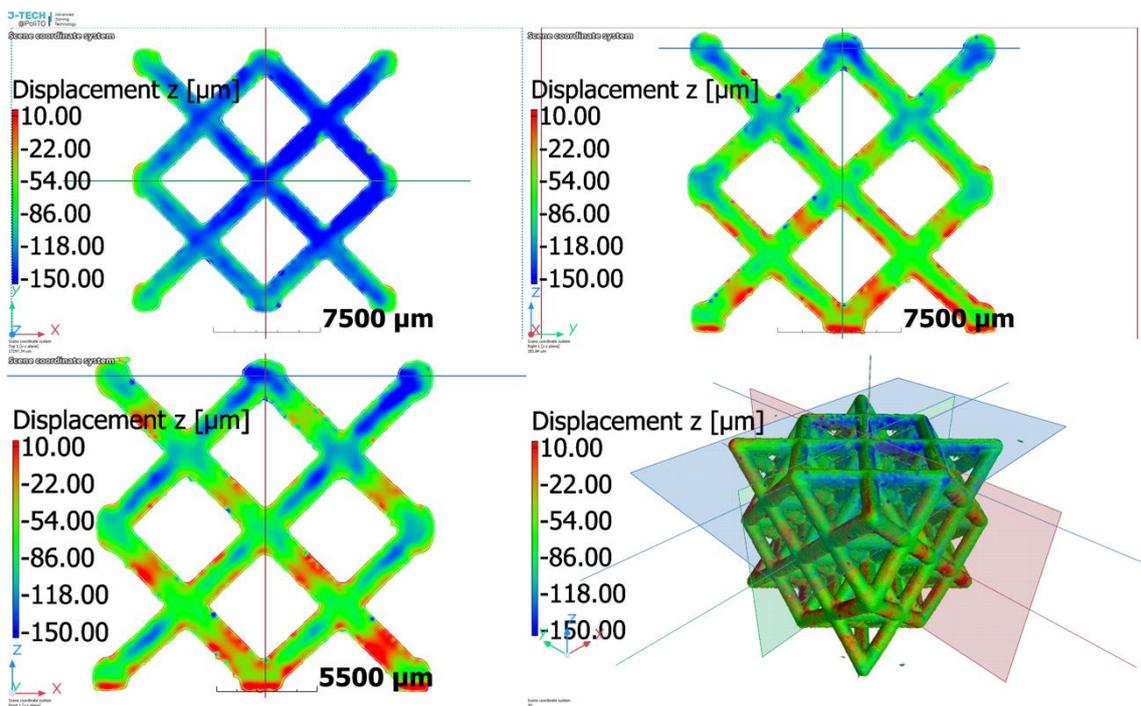


Figura 12. Risultati DVC per un *control point spacing* di 6 voxel e proiezione della sezione ortogonale all'asse z sulla quale è calcolato lo spostamento medio lungo z

3.3 Nuove analisi DVC a 4 kN per diverso numero di voxel

Nello specifico, riportando testualmente ciò che è scritto sul manuale [9], è consigliato che “per ottenere buoni risultati, i volumi da essere correlati tramite DVC devono soddisfare certe condizioni. Per materiali omogenei, se l’intera parte include la superficie: non è ottimale, ma se la superficie è inclusa nell’analisi della regione, è possibile ottenere buoni risultati utilizzando un opportuno *control point spacing*. Quando è utilizzata la funzione *ROI from volume/CAD/mesh* per definire la regione dell’analisi, bisogna assicurarsi di espandere per garantire che il gradiente degli angoli venga preso in considerazione”. Dunque, si è utilizzato il comando *dilate* per considerare nell’analisi anche parte dello sfondo.

I risultati sono riassunti nel grafico riportato in *Figura 13* in cui sono rappresentati gli spostamenti medi lungo *z*, calcolati nella sezione presa in esame, per diverso numero di voxel (curva in azzurro) e il valore costante sperimentale proveniente dal test effettuato sulla macchina di trazione (curva in arancione): si noti come l’analisi DVC con un *control point spacing* di 6 voxel “*dilated*” sembra avere un’ottima corrispondenza con il valore di riferimento della curva sperimentale con carico di 4 kN.

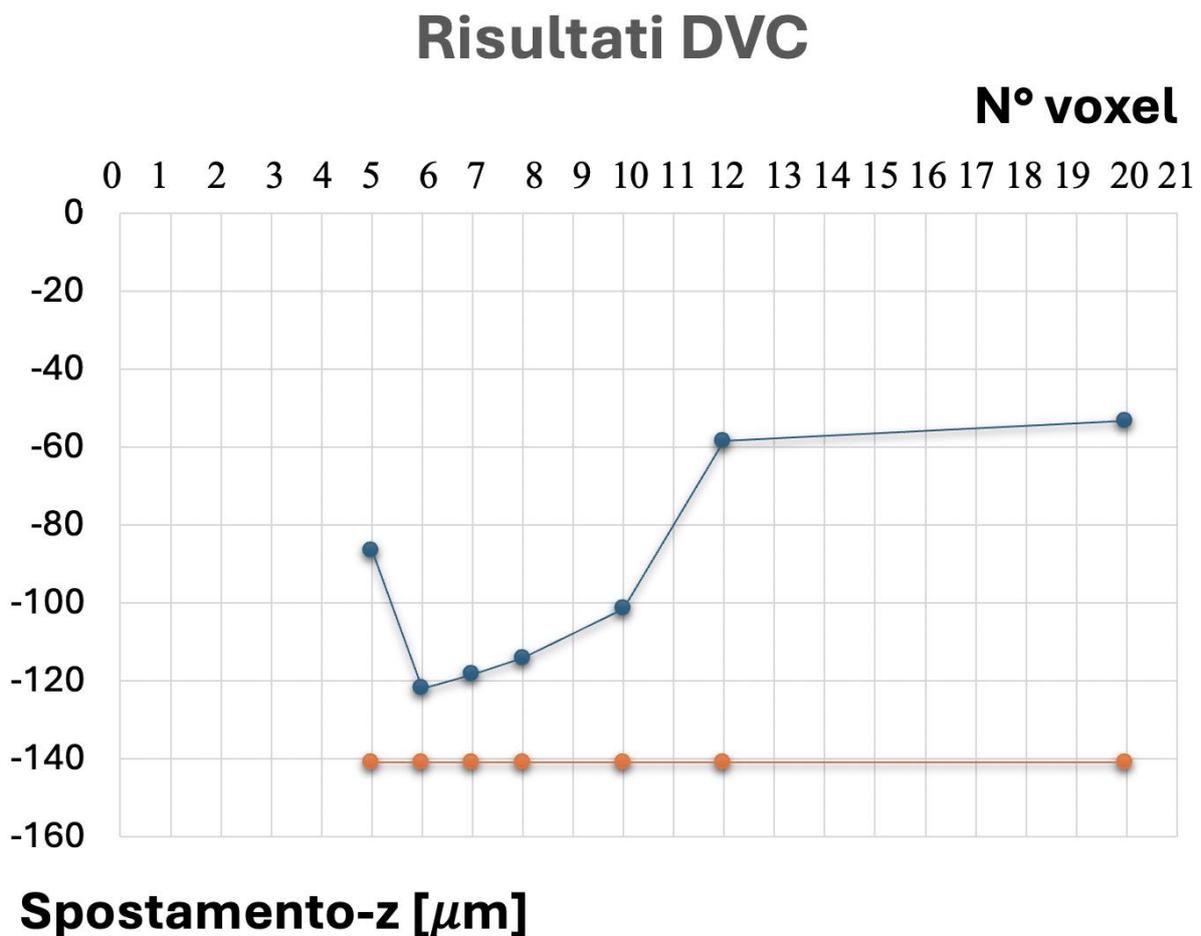


Figura 13. Grafico riassuntivo dei risultati del DVC al variare del numero di voxel, confrontato col valore costante proveniente dal test sperimentale eseguito sulla macchina di trazione

Capitolo 4

Confronto tra *Digital Volume Correlation (DVC)* e *Digital Image Correlation (DIC)*

4.1 Cenni storici

Un'ulteriore metodologia di analisi del campo degli spostamenti e delle deformazioni, che può servire anche come validazione della precedente analisi DVC, è il *Digital Image Correlation (DIC)*, il quale si basa sullo stesso principio del DVC, ma, invece di confrontare due volumi tridimensionali, mettere a paragone delle immagini bidimensionali.

Si tratta di una tecnica antecedente, infatti il DVC è una naturale estensione dell'algoritmo del DIC in tre dimensioni e per tale motivo il DIC è una metodologia d'analisi più consolidata e più attendibile. Storicamente, la possibilità di adoperare una correlazione incrociata per misurare la traslazione nel caso di immagini digitali ha visto le prime applicazioni per il calcolo degli spostamenti negli anni '70, mentre la tecnica DVC è stata sviluppata per la prima volta nel 1999 per lo studio della deformazione dell'osso spugnoso utilizzando immagini proprio di tomografia computerizzata a raggi X.

Tra i vantaggi si evidenzia che, rispetto a tecniche di misura basate su trasduttori di spostamento e deformazione (come gli estensimetri) che forniscono misure di tipo puntuale, la tecnica DIC permette di ottenere simultaneamente informazioni su un numero elevato di punti in una regione d'interesse. Un ulteriore vantaggio di questa metodologia di analisi è quello di non necessitare di contatto tra lo strumento e l'oggetto che si vuole misurare, il che la rende una tecnica non invasiva.

4.2 Principio di funzionamento

Analizzando più nello specifico il principio di funzionamento, la tecnica DIC si basa sull'analisi di più immagini digitali che rappresentano diversi stati del provino in esame come, ad esempio, diversi stati di deformazione di una struttura dovuti all'applicazione di differenti livelli di carico. Quindi l'idea alla base della tecnica è sempre di effettuare un confronto tra un'immagine che rappresenta lo stato di riferimento con carico nullo e una o più immagini in cui è avvenuta l'eventuale deformazione sotto l'azione del carico.

La comparazione viene svolta grazie all'ausilio di sotto-immagini (detti *subset*), che possono anche sovrapporsi, in cui viene suddivisa la regione d'interesse. La scelta di queste porzioni è concettualmente svolta ricercando la posizione di massima correlazione tra il *subset* originale e l'immagine corrente perché ci si aspetta che tali sotto-entità siano ancora presenti nelle immagini "deformate" in posizione differente o eventualmente deformati. Grazie a questa correlazione incrociata il DIC consente di calcolare un valore di spostamento per ciascun *subset*, ottenendo una mappatura discreta dell'intera regione d'interesse (il principio di funzionamento del DIC è anche riassunto schematicamente in *Figura 14* tratta dal sito web della compagnia *Analytical Technologies Pte Ltd*).

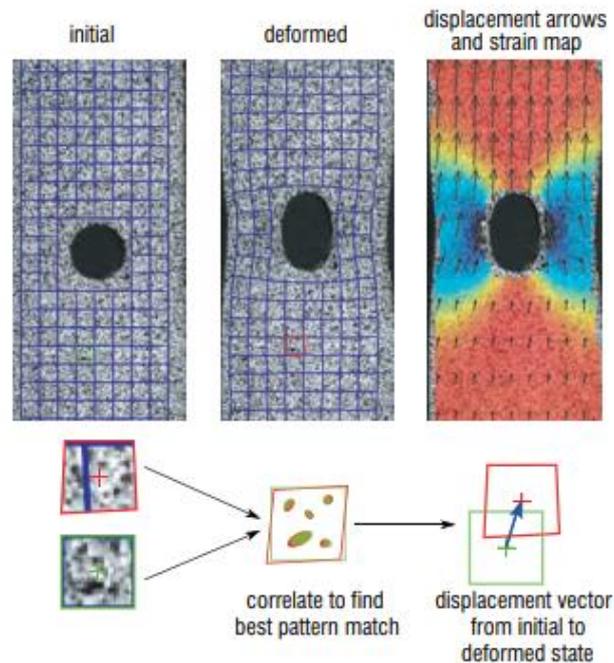


Figura 14. Principio di funzionamento del DIC: si noti la correlazione tra i subset dello stato iniziale e quello deformato, con conseguente calcolo del campo degli spostamenti (fonte immagine: Analytical Technologies Pte Ltd)

4.3 Calcolo del campo degli spostamenti

Matematicamente, i *subset* sono identificati da una coppia di coordinate cartesiane sul piano (x_i, y_j) e, considerando la deformazione piccola e ortogonale all'asse ottico della fotocamera, il loro spostamento, ossia la relazione tra posizione iniziale (x_i, y_j) e finale (\bar{x}_i, \bar{y}_i) , può essere sempre approssimata con una trasformazione affine 2D come:

$$\begin{aligned}\bar{x}_i &= x_i + u + \frac{\partial u}{\partial x} (x_i - x_c) + \frac{\partial u}{\partial y} (y_j - y_c) \\ \bar{y}_i &= y_i + v + \frac{\partial v}{\partial x} (x_i - x_c) + \frac{\partial v}{\partial y} (y_j - y_c)\end{aligned}\tag{2}$$

dove (x_c, y_c) sono le coordinate del centro del *subset*, mentre u e v sono le vere e proprie incognite del problema, ossia le traslazioni del centro dei *subset* nelle due direzioni degli assi coordinati. Quindi il movimento delle sotto-entità è definito da un vettore di sei componenti, ossia le due traslazioni e le loro deformazioni che sono proprio le derivate parziali che compaiono all'interno della formula della trasformazione affine.

La ricerca della corrispondenza altro non è che la risoluzione di un problema di ottimizzazione (minimizzazione in questo caso) di un'opportuna funzione, detta di costo, dipendente dal vettore incognito. Alcune delle classiche funzioni di costo utilizzate sono dei vettori di correlazione incrociata normalizzata di due funzioni scalari (una per l'immagine iniziale di riferimento e l'altra per l'immagine "deformata") parametrizzate rispetto al vettore incognito, oppure sono vettori basati sulle differenze quadratiche delle funzioni scalari.

In altri termini, le funzioni di costo sono indice della somiglianza tra i *subset* dell'immagine di partenza e quindi, esse assumono valori massimi se le funzioni scalari assumono valori uguali o simili e viceversa. Tale somiglianza è definita in base, ad esempio, ai livelli d'intensità di grigio, (nel caso di immagini ottiche convenzionali) associati a ciascun punto dei *subset* e quindi l'adozione della tecnica DIC presuppone che vengano utilizzate immagini con variazioni significative delle scale di grigio per avere risultati il più possibile accurati, visto che delle immagini monocromatiche non permetterebbero di misurare gli spostamenti, mancando dei riferimenti importanti per l'individuazione univoca dei *subset*.

4.4 Risultati DIC sul provino in esame

Per l'analisi tramite DIC della cella lattice si è scelto di usare il software gratuito *DICe* insieme al software *ParaView* necessario per la visualizzazione dei risultati. Le foto scattate e poi importate su *DICe*, sono state realizzate caricando sempre il provino a compressione fino a 4 kN . Dopo che il software ha acquisito le immagini e ha ricostruito il modello, è necessario definire una *ROI* (*Region of interest*), riportata in *Figura 15*, ossia l'area su cui svolgeranno i calcoli applicando l'algoritmo del DIC. Nel caso in esame, sono state considerate le proiezioni di due celle elementari su una delle facce laterali della struttura lattice (quale faccia è stata scelta risulta in teoria indifferente, vista la simmetria del provino) e di conseguenza il carico di compressione risulta applicato in direzione verticale.

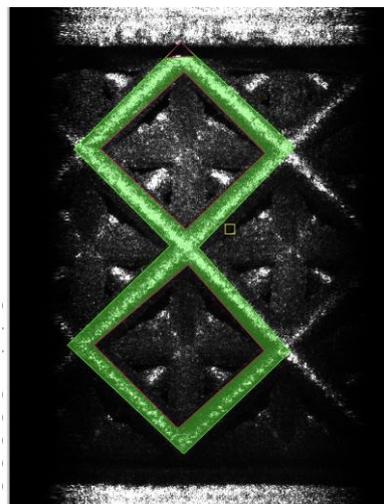


Figura 15. ROI (*Region of interest*) su cui applicare il DIC

4.4 Risultati DIC sul provino in esame

Una volta visualizzati i risultati dell'analisi del DIC tramite il software *ParaView*, si può procedere ad effettuare il confronto con i risultati del DVC provenienti dal software *VGSudio Max* (con un *control point spacing* di 6 voxel "dilated"), confronto riportato in *Figura 16* per quanto concerne gli spostamenti lungo la direzione verticale di applicazione del carico di compressione e in *Figura 17* per quel che riguarda le deformazioni, espresse come tensori normalizzati sempre rispetto alla direzione verticale di applicazione del carico.

Bisogna specificare che la tecnica DIC esprime gli spostamenti in pixel, mentre nel DVC è usato il micron e quindi è necessario usare un fattore di scala che è stato calcolato con una semplice proporzione conoscendo la lunghezza della ROI in esame nel DIC (la quale è pari all'altezza di due unità di base della cella lattice, ossia il lato della cella cubica stesso di 18 mm) e il suo corrispettivo in pixel. Tale fattore vale 0.0752 *pixels/micron*.

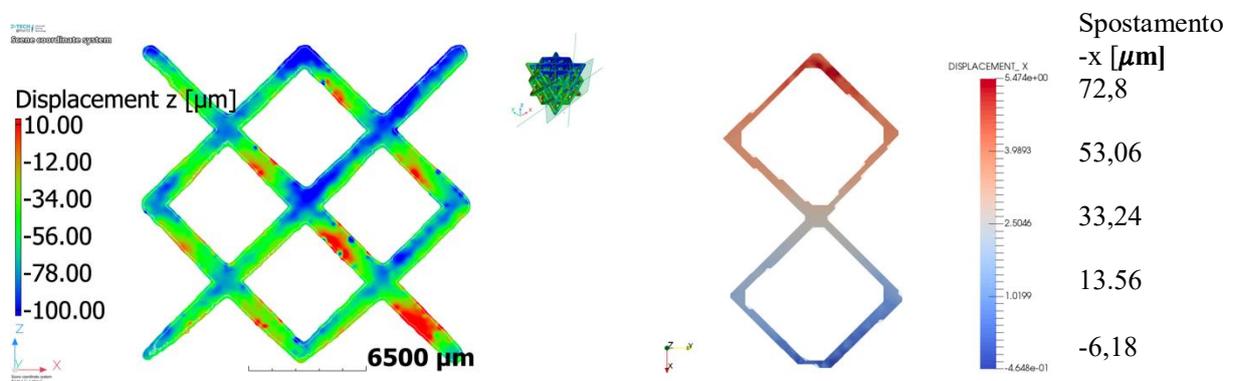


Figura 16. Sono riportati i risultati degli spostamenti lungo la direzione verticale di applicazione del carico del DVC per 6 voxel "dilated" a sinistra e per il DIC a destra

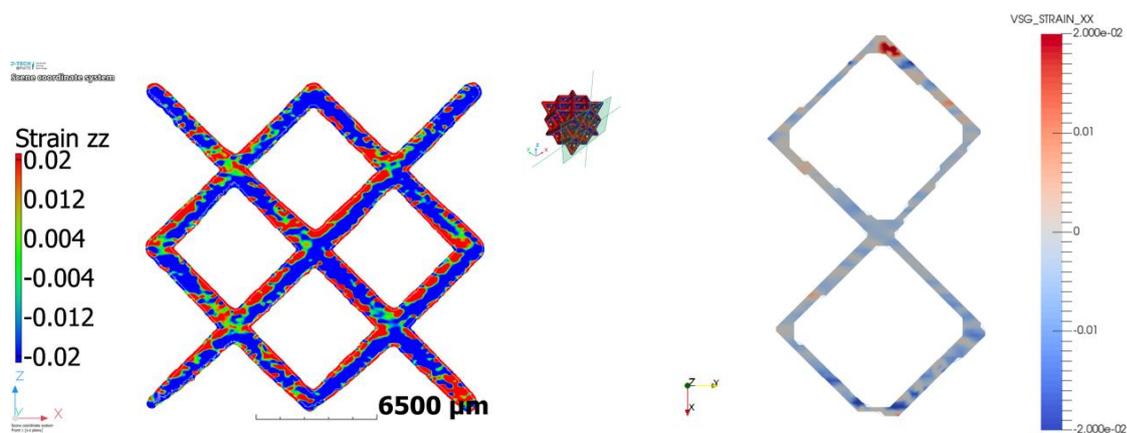


Figura 17. Sono riportati i risultati delle deformazioni lungo la direzione verticale di applicazione del carico del DVC per 6 voxel "dilated" a sinistra e per il DIC a destra

Sono invece riportati rispettivamente in *Figura 18* e in *Figura 19*, il confronto tra gli spostamenti lungo la direzione verticale di applicazione del carico di compressione e le deformazioni risultanti dal DVC i cui si è usato la trasformazione di tipo *affine* e gli stessi risultati del DIC già riportati in precedenza: si noti che l'andamento del campo degli spostamenti e i suoi valori sono simili al DIC proprio nel caso con trasformazione *affine*, mentre l'analisi non lineare a 6 voxel "*dilated*" (vedi *Figura 16*) che aveva la migliore corrispondenza con la curva sperimentale ottenuta sulla macchina di trazione, ha un andamento differente e anche valori di spostamento maggiori. Tuttavia, il difetto della trasformazione affine è che il campo delle deformazioni risulta costante (come si nota in *Figura 19*) e questo risultato non è verosimile visto che le diverse sezioni trasversali del provino hanno spostamenti-Z diversi.

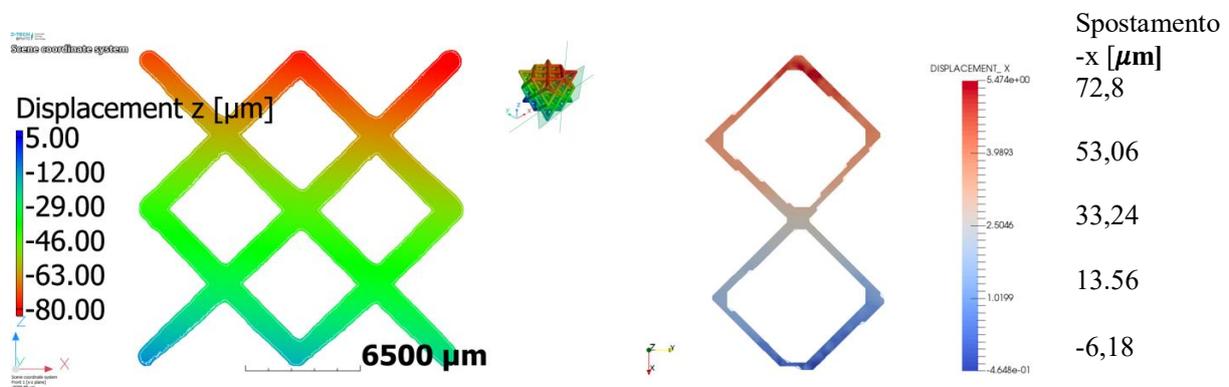


Figura 18. Sono riportati i risultati degli spostamenti lungo la direzione verticale di applicazione del carico del DVC per la trasformazione affine a sinistra e per il DIC a destra

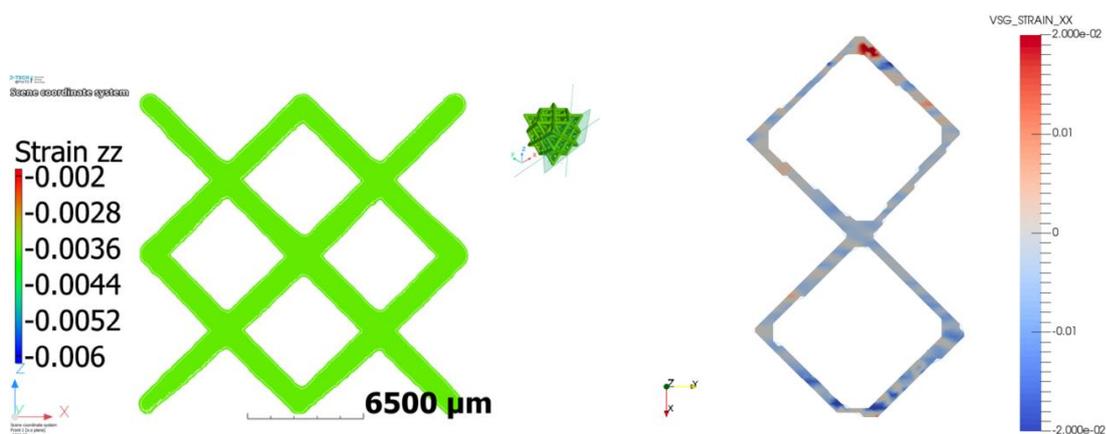


Figura 19. Sono riportati i risultati delle deformazioni lungo la direzione verticale di applicazione del carico del DVC per la trasformazione affine a sinistra e per il DIC a destra

4.4 Risultati DIC sul provino in esame

In conclusione, l'analisi DIC, che risulta avere una buona attendibilità sperimentale, ha sollevato dubbi sull'individuazione della migliore scelta del numero di voxel nel *control point spacing* del DVC su *VGStudio Max*. Per indagare ulteriormente queste differenze e cercare di capire quale modello risulti veritiero, si procederà con l'esportazione di una mesh tetragonale della cella lattice creata da *VGStudio Max* (che sarebbe quella riportata in *Figura 20* con dimensione massima degli elementi pari a $500\ \mu\text{m}$) per poter svolgere delle analisi agli elementi finiti (FEM).

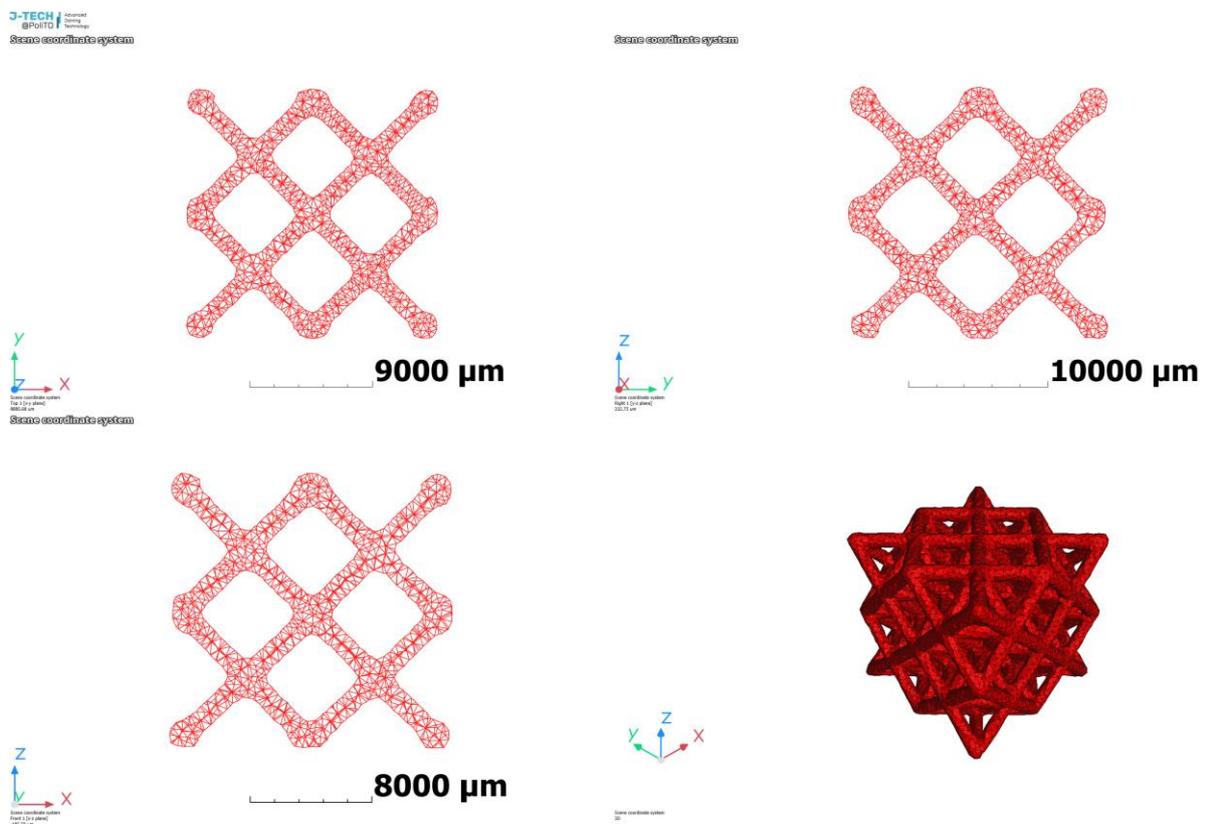


Figura 20. Mesh tetragonale della cella lattice 2x2x2 creata da *VGStudio Max* da esportare per le analisi FEM

Capitolo 5

Analisi agli elementi finiti (FEA) sul software LS-Dyna

5.1 Cenni storici

L'analisi agli elementi finiti è una tecnica di simulazione numerica che si serve del metodo agli elementi finiti (FEM) il quale risolve in maniera approssimata le equazioni differenziali alle derivate parziali dei problemi riguardanti diversi ambiti ingegneristici (meccanica strutturale, fluidodinamica, termodinamica, elettrostatica, etc.), semplificandole in un più semplice sistema di equazioni algebriche.

Storicamente, tale metodo nasce dall'esigenza di risolvere problemi strutturali in campo civile ed aeronautico e, nonostante già negli anni '30 venne introdotto un primo elemento strutturale rudimentale nei lavori di A. R. Collar e W. J. Duncan, mentre agli studiosi A. Hrennikoff e R. Courant viene già in mente l'idea di dividere il dominio d'integrazione in sottodomini di forma più semplice, la vera e propria nascita del metodo agli elementi finiti risale alla seconda metà degli anni '50 grazie allo sviluppo e all'affinamento del primo metodo FEM da parte di M. J. Turner, che lo nominò "*Direct Stiffness Method*".

Altri importanti apporti al metodo vennero in seguito da B. M. Irons che introdusse gli elementi *isoparametrici* e R. J. Melosh che scrisse una teoria sistematica della formulazione variazionale del metodo FEM, così che questo potesse godere anche di un certo rigore matematico insieme alla sua crescente diffusione che portò anche alla nascita dei primi software FEM, fino a giungere alla grande varietà di codici commerciali dei giorni nostri.

Infine, in questa breve disamina storica è doveroso citare anche il primo libro sugli elementi finiti pubblicato nel '67 da Zienkiewicz che ebbe larga diffusione già dal decennio successivo.

5.2 Principio di funzionamento

L'idea fondamentale che sta dietro il metodo agli elementi finiti è di prendere in considerazione il dominio del corpo di forma complesso che si vuole risolvere (ossia ad esempio calcolando il campo degli spostamenti o delle deformazioni in campo lineare elastico, come nel caso trattato) e di dividerlo in tanti "piccoli" elementi di forma nota, come ad esempio nel caso bidimensionale dei triangoli o quadrilateri a seconda del numero di nodi, detti anche di *gradi di libertà* dell'elemento, oppure tetraedri o esaedri per domini 3D.

La griglia di calcolo (detta anche *mesh*, come quella riportata per il caso in esame della cella lattice 2x2 in *Figura 21* a pagina successiva) che si viene così a creare, viene adattata al dominio in esame rendendola ad esempio più fitta (ossia con dimensione caratteristica minore degli elementi) nelle zone di forma più irregolare.

Si noti che il metodo di analisi agli elementi finiti è stato ideato ed è tutt'ora maggiormente utilizzato nei problemi che si basano su leggi costitutive di tipo lineare, come il classico problema di sforzo-deformazione in campo elastico di cui si occupa anche questo studio.

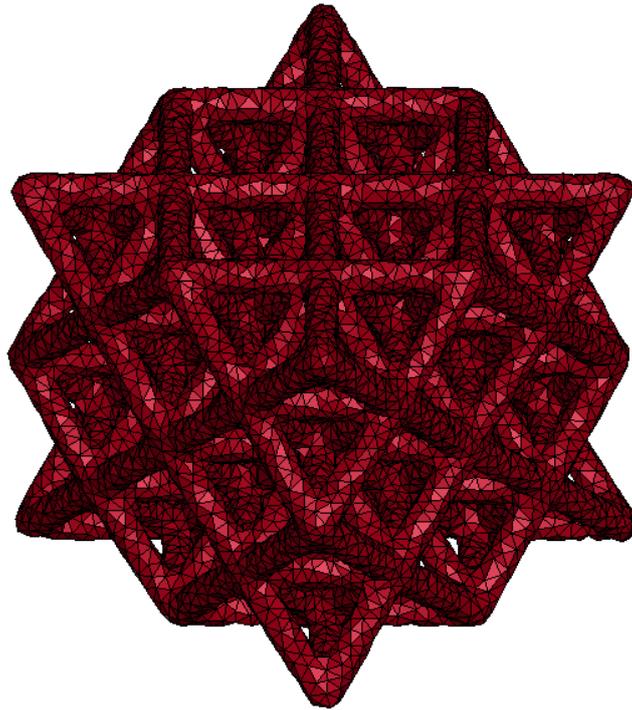


Figura 21. Esempio di mesh 3D con elementi tetraedrici sul provino cella lattice 2x2

La fase di costruzione del modello matematico che descrive un certo fenomeno fisico, ossia la scelta del tipo di analisi da effettuare (se statica/dinamica, oppure lineare/non lineare, etc.), la definizione dei parametri che caratterizzano il comportamento costitutivo dei materiali, l'applicazione di carichi e vincoli e la creazione della *mesh* in cui si passa da un numero di gradi di libertà infinito dell'ipotesi del continuum, ad un numero finito che dipende dai nodi della griglia, prendono il nome di *pre-processing*.

La fase successiva è il *processing* vero e proprio ed è in questa fase che si può apprezzare il punto di forza del metodo: infatti, su ciascun elemento caratterizzato da una specifica forma elementare a seconda del numero di nodi, la soluzione del problema espresso nella cosiddetta formulazione debole o integrale, può essere scritta come combinazione lineare di funzioni di base o funzioni di forma. I coefficienti di tale combinazione lineare (che sarebbero proprio i *gradi di libertà* del problema discretizzato) diventano le incognite nel nuovo problema algebrico in cui è stato ridotto l'iniziale sistema di equazioni differenziali alle derivate parziali. Infine, si può continuare con una fase di *post-processing* nella quale viene rappresentata, con l'ausilio di strumenti grafici, la soluzione nelle grandezze fondamentali e derivate d'interesse a seconda dell'ambito ingegneristico a cui appartiene il problema in esame.

Per il provino considerato in questo lavoro, il software commerciale utilizzato è LS-Dyna che fornisce un'interfaccia grafica agevole per le fasi di *pre-processing* e *post-processing* (chiamata *LS-Dyna Pre-Post*) e un solutore per la fase di *processing* (*LS-run*) che è stato possibile utilizzare su un computer del Politecnico grazie all'accesso remoto tramite tunnel VPN.

5.3 Definizione modello FEM del provino in esame

Il prossimo passo per la caratterizzazione meccanica a compressione della cella lattice 2x2 consiste nell'impostare un modello che simuli agli elementi finiti, in modo più accurato possibile, il comportamento meccanico del provino.

Come già anticipato, il software utilizzato in queste analisi è LS-Dyna, sul quale sono state eseguite le tre fasi di cui si è parlato in precedenza. In particolare, sarà anzitutto descritta la fase di *pre-processing* (svolta nell'interfaccia *Pre-Post* di LS-Dyna) che risulta essere un passaggio di fondamentale importanza per il corretto svolgimento della simulazione e per l'ottenimento di risultati verosimili della soluzione fornita dal solutore del software (ossia l'icona *LS-run*). Tale fase iniziale, infatti, presenta delle criticità dovute alla necessità di scegliere come modellare carichi e vincoli reali, scelta che andrà fortemente ad influenzare i risultati dell'analisi e potrebbe portare a conclusioni non corrette.

Nel caso della prova di compressione sulla cella lattice, si è deciso di simulare le pareti della cella di carico della prova sperimentale con degli oggetti di rigidità idealmente infinita contenuti nella *keyword* dal nome **RIGIDWALL* (vedi *Figura 22*), dove con "*keyword*" si intende proprio una "parole chiave" in cui sono raggruppate delle funzioni contenenti diversi aspetti per la realizzazione del modello numerico.

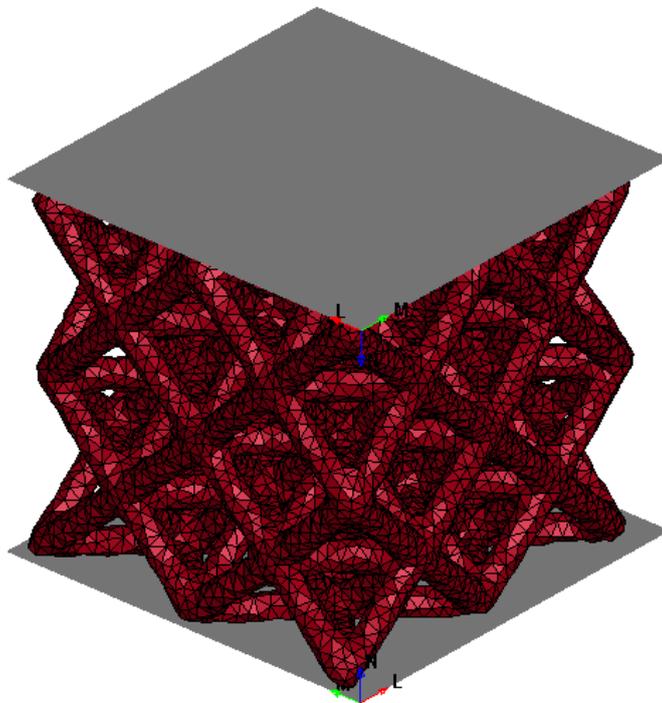


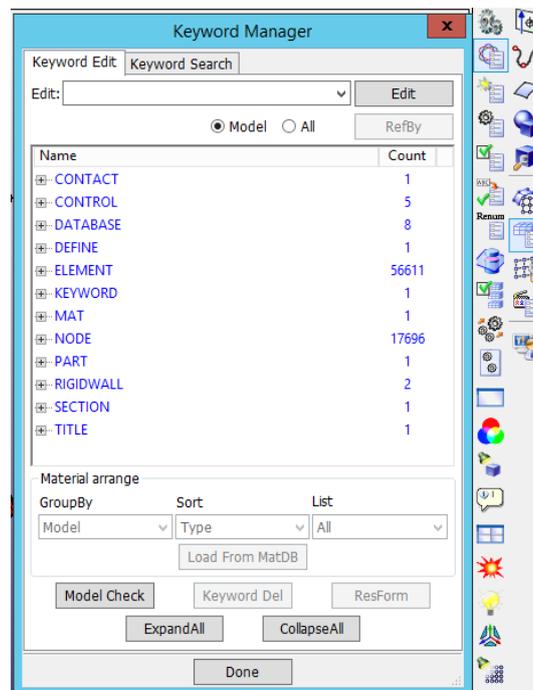
Figura 22. Modellazione della cella di carico tramite le keyword **RIGIDWALL*

5.3 Definizione modello FEM del provino in esame

Le *keyword* possono contenere caselle in cui inserire dei valori numerici (ad esempio il modulo elastico del materiale), oppure delle “*flag*”, ossia delle caselle precompilate che attivano e disattivano certe opzioni. Prima di entrare nel merito delle singole *keyword* per capirne meglio il funzionamento, bisogna sottolineare che qualsiasi sia il format precompilato della *keyword*, i numeri inseriti al suo interno (direttamente o tramite caselle precompilate) serviranno in ogni caso a generare un file *.key* che sarebbe un file di testo contenente le istruzioni numeriche che saranno lette ed eseguite dal solutore *LS-run*. L’elenco delle *keyword* utilizzate nel modello FEM è riportato in *Figura 23*, che sarebbe una finestra presa direttamente dall’interfaccia *Pre-Post* di LS-Dyna.

A seguire saranno elencate le varie *keyword* inserite nel modello creato e saranno evidenziati i parametri più significativi di ognuna di esse.

- ***CONTACT_AUTOMATIC_SINGLE_SURFACE**: si tratta dell’opzione consigliata dal manuale [12] nel caso di contatto con una sola superficie come avviene tra ogni singolo *rigidwall* e la cella lattice. In questo caso, sono state confermate le impostazioni di default del software.
- ***CONTROL_TERMINATION**: in un’analisi in esplicito (come quella svolta) in cui il solutore calcola l’evoluzione della soluzione in diversi istanti temporali, è fondamentale inserire l’istante finale all’interno della casella *ENDTIM*, ed è stato scelto un valore pari a $t_{end} = 0,01$ s poiché, come si potrà vedere anche nei risultati dell’analisi, sarà un tempo sufficiente a raggiungere il valore di forza applicata sul provino pari a 4 kN, così da poter confrontare lo spostamento della cella con i valori della prova sperimentale.



Name	Count
*CONTACT	1
*CONTROL	5
*DATABASE	8
*DEFINE	1
*ELEMENT	56611
*KEYWORD	1
*MAT	1
*NODE	17696
*PART	1
*RIGIDWALL	2
*SECTION	1
*TITLE	1

Figura 23. Elenco delle *keyword* usate nel modello FEM

- *CONTROL_TIMESTEP: si tratta di una *keyword* di fondamentale importanza per il corretto svolgimento delle analisi in esplicito essendo collegata al concetto di “*mass-scaling*”, secondo il quale della massa non-fisica viene aggiunta alla struttura con l’obiettivo di poter utilizzare un *timestep* maggiore per l’analisi in esplicito e poter quindi diminuire i tempi di calcolo. Riportando i consigli contenuti direttamente nel sito web del software sulla pagina “LS-DYNA Support”, viene specificato che l’aggiunta di massa non-fisica per aumentare il *timestep* nelle analisi dinamiche va sicuramente ad avere effetti sui risultati a causa del principio fondamentale della dinamica. Tuttavia, a volte gli effetti sono trascurabili e il “*mass-scaling*” diventa giustificabile, come quando si considerano simulazioni quasi-statiche (in cui rientra anche il caso in esame) in cui l’energia cinetica risulta trascurabile rispetto all’energia interna del sistema, come si può notare nel grafico estrapolato direttamente dal software LS-Dyna che fornisce, tra i vari output della soluzione, anche queste due grandezze energetiche riportate in *Figura 24*. Per arrivare a soddisfare tale condizione di “quasi staticità” della simulazione in esplicito, è necessario inserire un appropriato valore all’interno della casella *DT2MS* che, come sempre specificato nella pagina apposita di “LS-DYNA Support”, deve essere preferibilmente negativo perché così la massa non-fisica è aggiunta solo a quegli elementi il cui *timestep* sarebbe altrimenti minore del modulo di $|DT2MS|$, a differenza di un valore positivo che è aggiunto o sottratto a tutti gli elementi così da avere lo stesso *timestep* ed è un approccio sconsigliato dallo stesso forum online di “LS-Dyna Support”.

Il valore scelto è stato di $DT2MS = -2.500 \cdot 10^{-7}$ e per ciascuna analisi è stato controllato con successo che l’energia cinetica fosse trascurabile rispetto all’energia interna (come in *Figura 24*) e quindi si potesse considerare una simulazione “quasi-statica”.

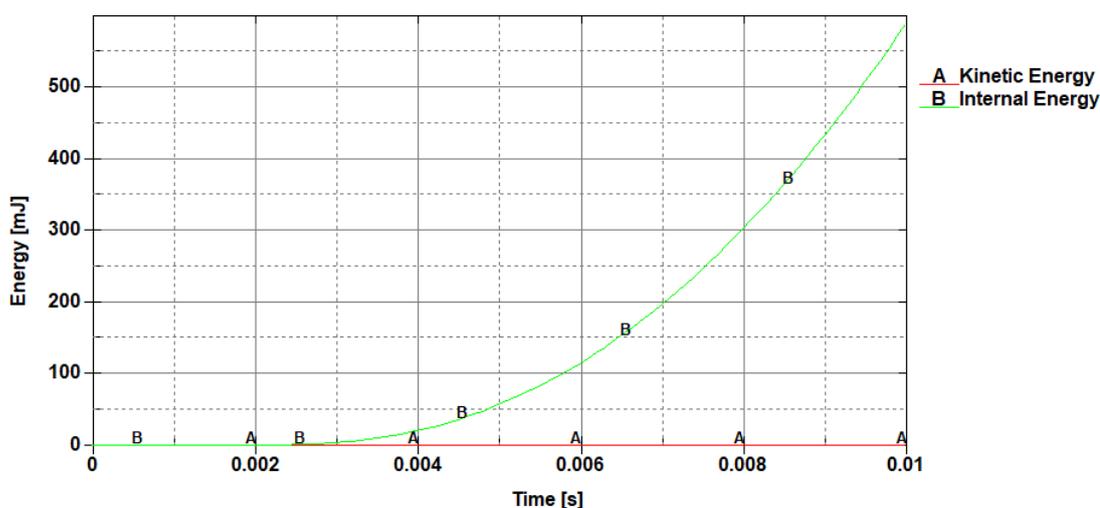


Figura 24. Condizione di “quasi staticità” della simulazione, ossia energia cinetica trascurabile rispetto quella interna

5.3 Definizione modello FEM del provino in esame

- ***DATABASE_ASCII_option**: si tratta di un'estensione dei risultati con l'aggiunta di grandezze ulteriori d'interesse, che saranno generate come file *Ascii* e che è possibile leggere sempre all'interno dell'interfaccia *Pre-Post* di LS-Dyna, nel sottomenù dedicato all'analisi dei risultati della simulazione (ossia il *post-processing*) racchiuso nell'icona che prende per l'appunto il nome di *Post*. In alternativa al file *Ascii*, è possibile anche utilizzare un altro file contenente le grandezze aggiuntive specificate, che prende il nome di *binout*, il quale può essere generato se nelle grandezze d'interesse si è inserita la "spunta" nell'apposito spazio e nella casella **BINARY** si è specificato il secondo comando dal menu a tendina. Tra le varie grandezze aggiuntive se ne evidenziano due in particolare che sarebbero **RWFORC** e **SECFORC** che permettono rispettivamente di visualizzare l'andamento della forza dei ***RIGIDWALL** e della ***CROSS_SECTION** (di cui si parlerà a breve nello specifico).
- ***DATABASE_EXTENT_BINARY**: si tratta di un'ulteriore estensione dei risultati con delle grandezze aggiuntive che però non saranno generate in file separati, ma aggiunte direttamente nel *binary D3plot*, ossia il file che contiene i risultati della simulazione nei vari istanti temporali e che deve essere aperto con il comando apposito dentro nell'interfaccia *Pre-Post* di LS-Dyna. Tra le grandezze aggiunte, che è stato possibile includere attraverso la scrittura della *flag* "1" all'interno dell'apposita casella, si evidenziano i valori delle deformazioni (casella **STRFLG** = 1).
- ***DATABASE_CROSS_SECTION_PLANE**: si tratta di una keyword molto utile perché se, come già specificato, viene aggiunto il file *Ascii* "SECFORC" all'interno della keyword ***DATABASE_ASCII_option**, permette di calcolare la forza che agisce su una superficie che viene identificata scrivendo, nelle apposite caselle, le coordinate della testa e della coda del vettore normale N alla superficie e la testa del vettore laterale L , ortogonale al vettore N e quindi giacente sulla sezione stessa (vedi *Figura 25*).

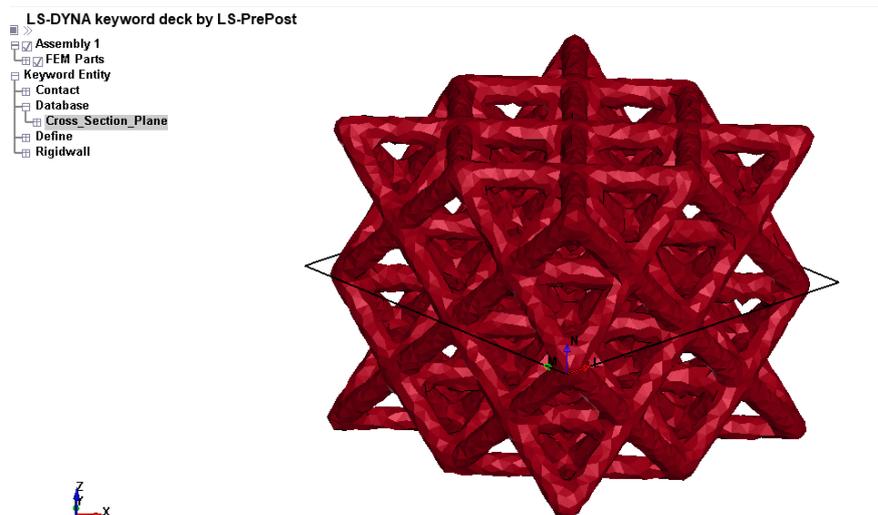


Figura 25. Keyword ***CROSS_SECTION_PLANE** inserito nella sezione mediana della cella lattice

Come piano della *CROSS_SECTION è stata scelta una sezione mediana che possa misurare la forza lontana dai vincoli (ossia lontana dai *rigidwall*) per confermare che il provino subisca il valore corretto del carico per la caratterizzazione meccanica nel solo campo lineare-elastico, fatto che viene confermato dai risultati delle simulazioni.

- *DEFINE_CURVE: il movimento della parete mobile della cella di carico è simulato, come è stato già anticipato, dal *rigidwall* in movimento e tale moto è definito tramite una curva di spostamento in funzione del tempo che è contenuta proprio all'interno di questa *keyword*. Si noti che, trattandosi di una simulazione "quasi-statica" in campo lineare-elastico, basta definire una retta uscente dall'origine generica, come ad esempio la bisettrice del primo quadrante, in quanto la risposta in termini di spostamento del sistema è proporzionale al valore della forza che agisce sullo stesso, ma la rigidità del sistema (che sarebbe la pendenza della curva forza-spostamento) non cambia, essendo proprio la costante di proporzionalità.
- *ELEMENT_SOLID: per quanto concerne il numero di elementi, avendo importato il modello già "*meshato*" tramite elementi tetragonali dal software *VGStudio Max*, questo sarà riconosciuto da LS-Dyna in modo automatico, che creerà di conseguenza questa *keyword*.
- *MAT_ELASTIC: serve ad inserire i valori caratteristici del materiale in termini di elasticità e densità. Tali valori presi dalla letteratura, sono riportati in *Tabella 2* per il materiale considerato che sarebbe alluminio realizzato tramite tecniche di fabbricazione additiva (FA), che è considerato solo nel tratto lineare visto che l'analisi riguarda solo il comportamento elastico e non considera la parte plastica. Si noti che le unità di misura sono coerenti in modo da leggere le forze in Newton e ottenere degli spostamenti in millimetri, che risulta essere un sottomultiplo del metro più "comodo" viste dimensioni de provino in esame.
- *NODE: come per il numero degli elementi, anche i nodi degli stessi sono automaticamente riconosciuti da LS-Dyna che, una volta importato correttamente il modello già "*meshato*", creerà la corrispondente *keyword*.

Tabella 2. Valori caratteristici di elasticità e densità

	Densità [ton/mm]	Modulo elastico [MPa]	Coefficiente di Poisson
Alluminio da fabbricazione additiva	$2.6 * 10^{-9}$	$6.9 * 10^4$	0.33

5.3 Definizione modello FEM del provino in esame

- ***RIGIDWALL_GEOMETRIC_FLAT_DISPLAY:** come già anticipato, per modellare la cella di carico della prova di compressione, sono stati utilizzati dei piani (detti “*rigidwall*”) di rigidità considerata infinita rispetto al modello in esame. Il *rigidwall* inferiore è fermo, quindi per definirlo sarà necessario inserire le coordinate della testa e della coda del vettore normale N al piano e la testa del vettore laterale L , ortogonale al vettore N e quindi giacente sulla superficie stessa (si noti che si tratta dello stesso ragionamento seguito per la *keyword* *CROSS_SECTION_PLANE già descritto nell’apposita sezione). Tra i dati inseriti in questa *keyword*, bisogna anche specificare le lunghezze dei lati del *rigidwall*, il quale dovrà essere più esteso della faccia della cella lattice con cui entrerà in contatto in modo da imprimere la forza all’intero modello.
- ***RIGIDWALL_GEOMETRIC_FLAT_MOTION_DISPLAY:** il *rigidwall* superiore viene definito con gli stessi parametri di quello inferiore, ovviamente ad una quota differente, con la differenza dell’aggiunta di alcune opzioni per definirne il moto visto che serve a descrivere la parete in movimento della cella di carico. In particolare, all’interno della casella *LCID*, è necessario inserire l’ID (ossia il numero identificativo) della curva definita all’interno della *keyword* *DEFINE_CURVE. Inoltre, bisogna fare attenzione a spuntare l’equazione numero 1 all’interno della casella precompilata *OPT*, poiché con tale comando si indica che il moto del *rigidwall* è definito specificando lo spostamento, mentre nell’impostazione di default viene considerato come parametro la velocità. Come verifica di una corretta definizione dei parametri, la forza agente sui due *rigidwall* (che è possibile misurare grazie all’estensione apposita aggiunta nella *keyword* *DATABASE_ASCII_option) deve risultare la stessa, a meno di fenomeni inerziali transitori per valori temporali bassi, che sono dovuti al fatto che i *rigidwall* sono stati inseriti in quote prossime alle due facce superiore ed inferiore rispettivamente della cella lattice, ma non ancora a contatto con le stesse e quindi è necessario prima che aderiscano al modello (vedi *Figura 26*).

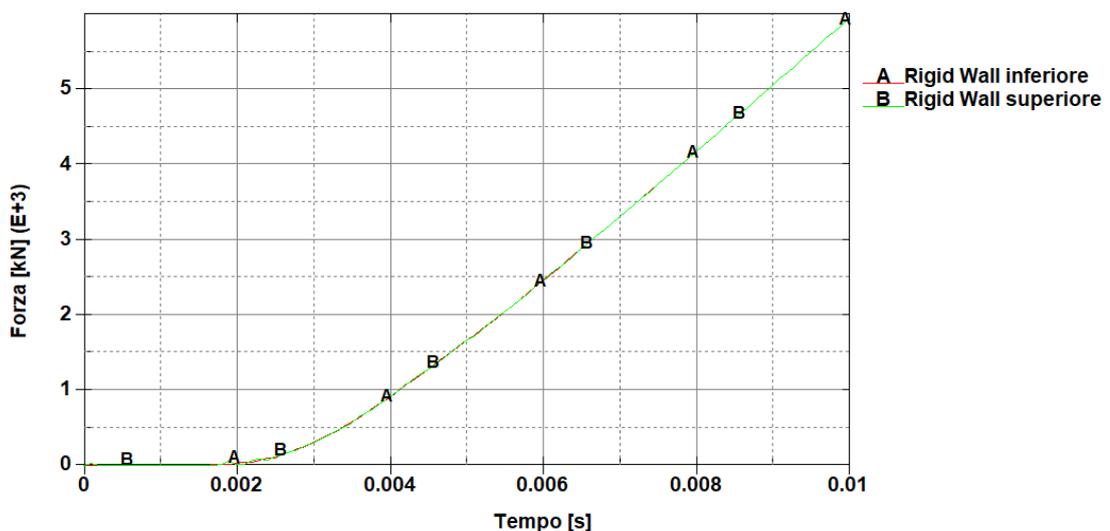


Figura 26. Forze agenti sui rigidwall che risultano coincidenti a meno di fenomeni inerziali transitori per tempi bassi

- *SECTION_SOLID: una volta modellati i carichi e i vincoli, il parametro che influenza maggiormente i risultati della simulazione risulta essere la tipologia di formulazione adottata per gli elementi finiti. Si è già specificato che gli elementi della *mesh* creata da *VGStudio Max* per la cella lattice sono dei tetraedri, quindi elementi solidi a 4 nodi. Il nucleo del metodo agli elementi finiti consiste nel tipo di equazione (detta formulazione) che viene assegnata all'elemento, la quale influenzerà fortemente i calcoli del solutore. Nel manuale di LS-Dyna [12] sono contenute le definizioni delle varie formulazioni disponibili in questa sezione da selezionare all'interno della casella precompilata *ELFORM*. Seguendo anche le indicazioni aggiuntive contenute nelle note del manuale [12], sono in seguito riportate le definizioni delle formulazioni scelte nelle varie analisi che seguiranno, allo scopo di trovare quella adatta che possa fornire risultati simili ai valori trovati sperimentalmente. La spiegazione delle caratteristiche di ogni elemento, nonché la motivazione della scelta dello stesso, sono riportate nel paragrafo successivo insieme all'analisi dei risultati ottenuti con quella specifica formulazione, in modo da evidenziarne meglio i pregi e i difetti. Le formulazioni scelte per le analisi sono le seguenti:
 - EQ. 2 : *fully integrated S/R solid*;
 - EQ. 10 : *1 point tetrahedron*;
 - EQ. 13 : *1 point nodal pressure tetrahedron*;
 - EQ. 4 : *S/R quadratic tetrahedron element with nodal rotations*;
 - EQ. 18 : *8 point enhanced strain solid element for linear statics only*.

- *PART: una volta definiti il materiale e la tipologia di elemento, è necessario assegnarli alla parte creata automaticamente dal software una volta che il modello è stato importato, altrimenti il solutore non riconoscerà le suddette caratteristiche e fornirà una soluzione errata.

5.4 Risultati analisi FEM in esplicito: formulazione elementi a confronto

Dopo la fase di *pre-processing* con la definizione del modello, si procede con il *processing*, ossia il calcolo vero e proprio della soluzione da parte del solutore scelto, che in questa analisi sarebbe l'interfaccia *LS-run* che è stato possibile utilizzare su un computer del Politecnico grazie all'accesso remoto tramite tunnel VPN. Nello specifico, in questa interfaccia grafica è necessario inserire il percorso del file *.key* del modello che si vuole simulare e alla fine del calcolo, nella stessa cartella saranno disponibili una serie di file tra cui il "*d3plot*" che, una volta aperto sempre tramite l'interfaccia "*Pre-Post*" di LS-Dyna, permette di visualizzare i risultati della simulazione.

5.4 Risultati analisi FEM in esplicito: formulazione elementi a confronto

Come è stato fatto per l'analisi dei risultati del DVC, anche nel caso dei risultati della simulazione FEM si è considerato il valore medio dello spostamento lungo l'asse z verticale (che coincide con la direzione di applicazione del carico di compressione) dei nodi appartenenti ad una sezione ortogonale alla direzione di carico e posta ad una quota $z = 17,5 \text{ mm}$ (vedi *Figura 27*), che è stata scelta essendo quasi a contatto con il *rigidwall* superiore (quello in movimento) e quindi verosimilmente il valore medio può essere confrontato con lo spostamento rilevato dalla macchina di trazione nella prova sperimentale che ad ora è considerato il valore di riferimento.

Ripetendo questo procedimento per i vari modelli in cui si sono adottate di differenti formulazioni degli elementi finiti, è possibile ricavare una curva forza-spostamento medio, la cui pendenza è indice della rigidezza del modello che si ottiene utilizzando quella determinata tipologia di elemento.

Nella valutazione dell'accuratezza dei risultati, valgono anzitutto le regole generali secondo le quali un numero maggiore di elementi (ossia una *mesh* più fine) permette di ottenere una soluzione migliore e più vicina alla realtà, al costo però di un maggiore onere computazione e quindi di tempistiche più lunghe; all'accuratezza dei risultati concorre anche l'influenza della "qualità" dell'elemento sulla soluzione, ossia il fatto che esso sia descritto da un'equazione polinomiale lineare, piuttosto che da un più accurato polinomio con formulazione quadratica (il quale ovviamente di contro aggiunge sempre maggiore onere computazione con tempistiche allungate).

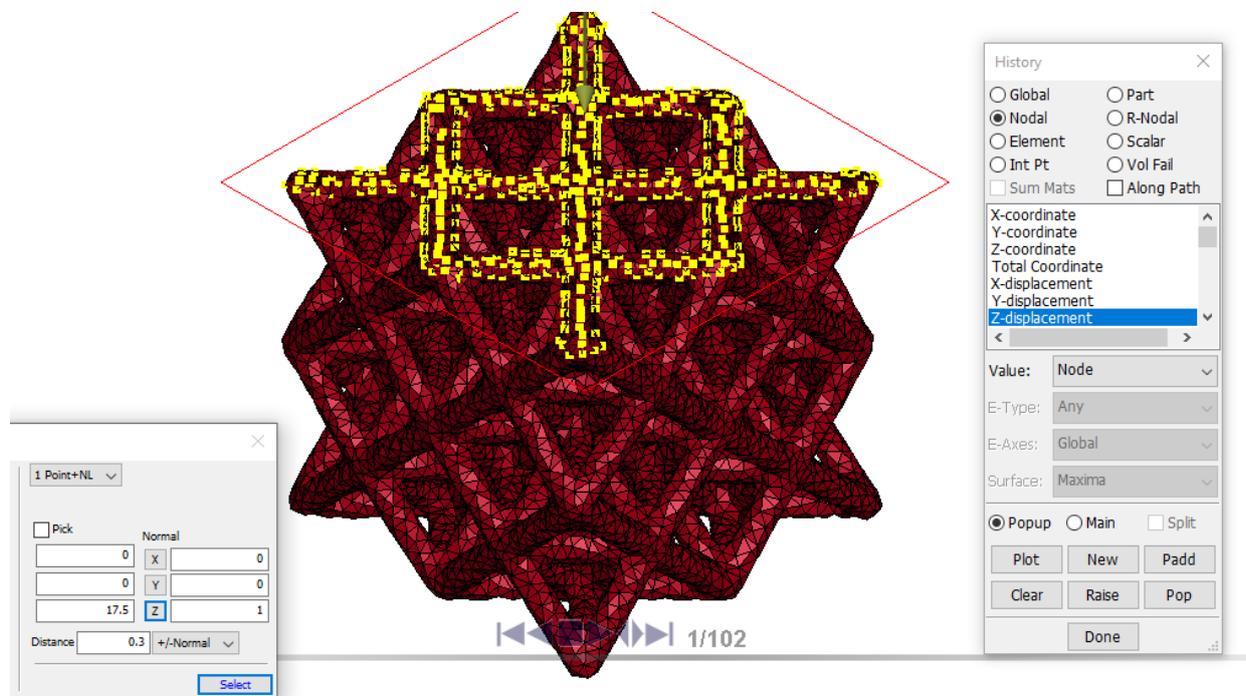


Figura 27. Sezione considerata per il calcolo dello spostamento-Z medio

Per verificare l'influenza del numero di elementi sul risultato della simulazione, si è cercato di cambiare anche la *mesh* importata da *VGStudio Max* che contiene 56611 elementi, generandone una più fine tramite il software *HyperMesh* che conta 82929 elementi sempre tetragonali, operazione effettuata tramite il comando "*Tetra remesh*" (come mostrato in *Figura 28*) all'interno del pannello di comandi "3D", con dimensione massima dell'elemento pari a 0,5 mm .

Invece, per verificare l'influenza della "qualità" dell'elemento sul risultato della simulazione, saranno utilizzati elementi con formulazioni differenti, evidenziandone vantaggi e svantaggi.

Prima di procedere con l'elenco delle varie formulazioni, è doveroso spiegare brevemente i fenomeni di errore numerici che possono falsare i risultati della simulazione.

- *Hourglassing*: può verificarsi in elementi del primo ordine con integrazione "ridotta", ossia con un solo punto d'integrazione. Nello specifico, l'elemento appare deformato con una caratteristica forma a "clessidra" o "zig-zig", tuttavia il centroide dell'elemento stesso (unico punto d'integrazione) risulta avere una deformazione nulla e se quest'ultimi sono considerati come i punti rappresentativi dell'intero modello, l'energia di deformazione risulta nulla nonostante l'evidente distorsione dell'elemento. Tale fenomeno, qualora fosse presente, può essere arginato utilizzando elementi con più punti d'integrazione (*fully-integrated*).

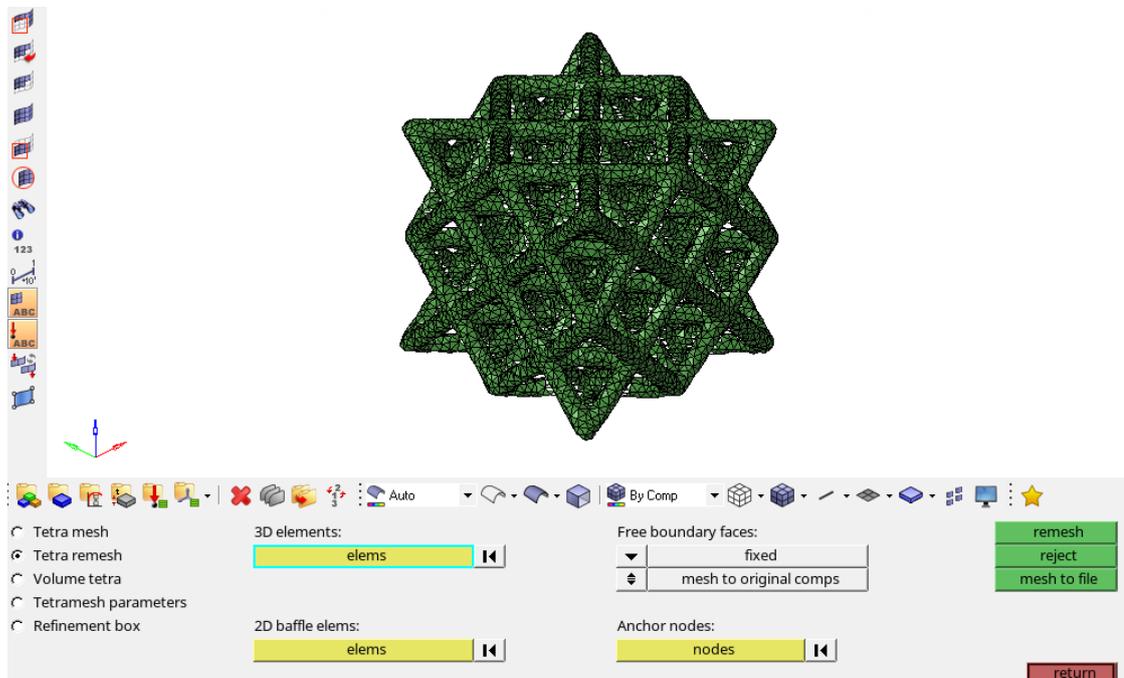


Figura 28. Comando "*Tetra remesh*" su *HyperMesh* per generare una *mesh* più fine

5.4 Risultati analisi FEM in esplicito: formulazione elementi a confronto

- *Shear locking*: può verificarsi in elementi del primo ordine, ad integrazione “completa” (*fully-integrated*). Si tratta di un irrigidimento artificiale (non fisico) della struttura dovuto ad una deformazione di taglio non nulla in un elemento caricato a flessione. Una tale sovrastima della rigidità è causata dagli elementi del primo ordine utilizzati che non sono in grado di modellare correttamente la curvatura del materiale reale sottoposto a flessione. Per sopperire a questa problematica, si consiglia di utilizzare elementi descritti da polinomi del secondo ordine, capaci di rilevare la curvatura della deformata sotto carico di flessione.
- *Volumetric locking*: può verificarsi negli elementi del primo ordine, del secondo ordine e “*fully-integrated*” nel caso in cui il materiale si possa considerare incomprimibile. Questo fenomeno causa delle tensioni irrealistiche nei punti d’integrazione che possono irrigidire il modello. Per mitigarne gli effetti, esistono degli elementi esagonali del primo ordine e “*fully-integrated*” che utilizzano un’integrazione ridotta e selettiva qualora dovessero esserci le condizioni del *volumetric locking*.

Noti i principali fenomeni di errori numerici, si possono suddividere le tipologie di elementi tridimensionali disponibili in tre classi, per ognuna delle quali sono riportati vantaggi e svantaggi in *Tabella 3*.

Tabella 3. Vantaggi e svantaggi delle tre principali classi di elementi disponibili

<div style="text-align: center;">Caratteristiche</div> <div style="text-align: left;">Tipologia Elemento</div>	VANTAGGI	SVANTAGGI
I. Elementi lineari e sotto-integrati (singolo punto d’integrazione)	- simulazione più rapida: meno costo computazionale, visto che ci sono meno punti d’integrazione	- ridotta accuratezza per i singoli elementi - possono insorgere problemi di <i>hourglassing</i>
II. Elementi lineari e “fully-integrated” (8 punti d’integrazione)	- non presentano problemi di <i>hourglassing</i> , essendo gli elementi rigidi in tutti i modi di deformazione - sono da preferire per grandi distorsioni	- possono verificarsi fenomeni di <i>locking</i> (che introducono un’addizionale “rigidità numerica”) - richiedono maggior costo computazionale
III. Elementi quadratici e “fully-integrated” (27 punti d’integrazione)	- hanno la più alta accuratezza - non si verificano problemi di <i>hourglassing</i> - nessun fenomeno di <i>locking</i>	- costo computazionale significativamente più alto

Adesso è possibile associare ad una delle tre classi le varie formulazioni scelte per le analisi, in modo da avere subito un'idea delle caratteristiche dell'elementi scelto:

- la formulazione 2 (“*fully integrated S/R solid*”) appartiene alla II classe;
- la formulazione 10 (“*1 point tetrahedron*”) appartiene alla I classe;
- la formulazione 13 (“*1 point nodal pressure tetrahedron*”) appartiene alla I classe;
- la formulazione 4 (“*S/R quadratic tetrahedron element with nodal rotations*”) appartiene alla III classe;
- la formulazione 18 (“*8 point enhanced strain solid solid element for linear statics only*”) appartiene alla II classe.

Prima di confrontare i risultati di tutte le formulazioni, si è verificata l'influenza del numero di elementi sulla simulazione, ossia quanto una *mesh* più fine (realizzata col software *HyperMesh*) possa cambiare il risultato a parità degli altri parametri. Nello specifico si è visto per le formulazioni 10 e 13 (ma il risultato è facilmente estendibile anche alle altre formulazioni), che le curve con la stessa tipologia di elemento sono quasi coincidenti (come si può osservare in *Figura 29*), quindi una *mesh* più fine porta soltanto ulteriore onere computazionale e tempi di simulazioni più lunghi senza portare a miglioramenti particolari dei risultati ottenuti. Dunque, il successivo confronto sarà effettuato direttamente tra le varie formulazioni usando sempre la *mesh* meno fine generata dal software *VGStudio Max*.

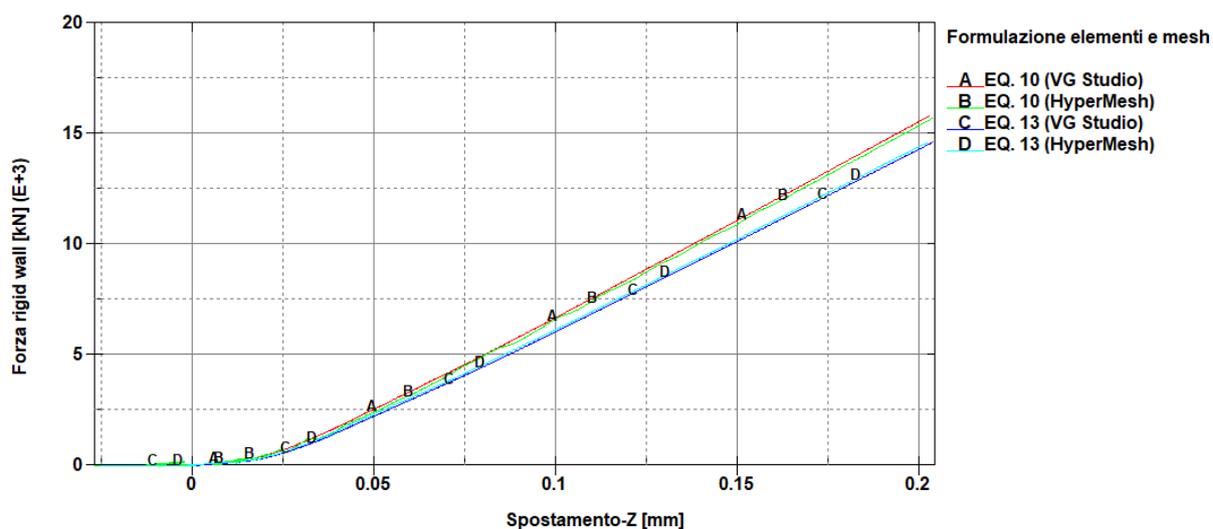


Figura 29. Confronto curve forza-spostamento con mesh importata da VG Studio e da HyperMesh (più fine)

5.4 Risultati analisi FEM in esplicito: formulazione elementi a confronto

Il confronto completo tra le varie formulazioni è invece riportato in *Figura 30*, insieme anche alla curva sperimentale ricavata dalla prova di compressione “classica” svolta sulla macchina di trazione.

Si noti che la formulazione 18 (“8 point enhanced strain solid solid element for linear statics only”), che sarebbe un elemento solido a “deformazione migliorata” e adatto solamente per il campo lineare-elastico secondo quanto riportato sul manuale di LS-Dyna [12], risulta avere la curva che ha la migliore corrispondenza con la curva sperimentale la quale, a rigore, dovrebbe fornire il riferimento sperimentale principale. Inoltre, tale formulazione necessita di un minor costo computazionale e quindi di tempi di calcolo minori (durata della simulazione di circa 55 minuti), oltre ad attenuare i fenomeni di *shear locking* soprattutto nei casi con “*poor aspect ratio*”, ossia per elementi con una dimensione preponderante rispetto le altre (come avviene nelle *beam* della cella lattice).

Analizzando le curve con maggiore rigidezza della curva sperimentale in ordine di crescente rigidezza, si trova dapprima la curva corrispondente alla formulazione 2 (“*fully integrated S/R solid*”) che utilizza elementi lineari “*fully-integrated*” a 8 punti d’integrazione (come la formulazione 18) e quindi permette di attenuare il fenomeno di *volumetric locking* tramite l’integrazione selettiva-ridotta, ma spesso sovrastima la rigidezza, come sembra avvenire in anche in questa analisi, a causa del fenomeno dello *shear-locking*. Tra gli altri svantaggi di questa formulazione ci sono anche il maggior costo computazionale e di conseguenza più lunghi tempi di calcolo (durata della simulazione di circa 1 ora e 40 minuti).

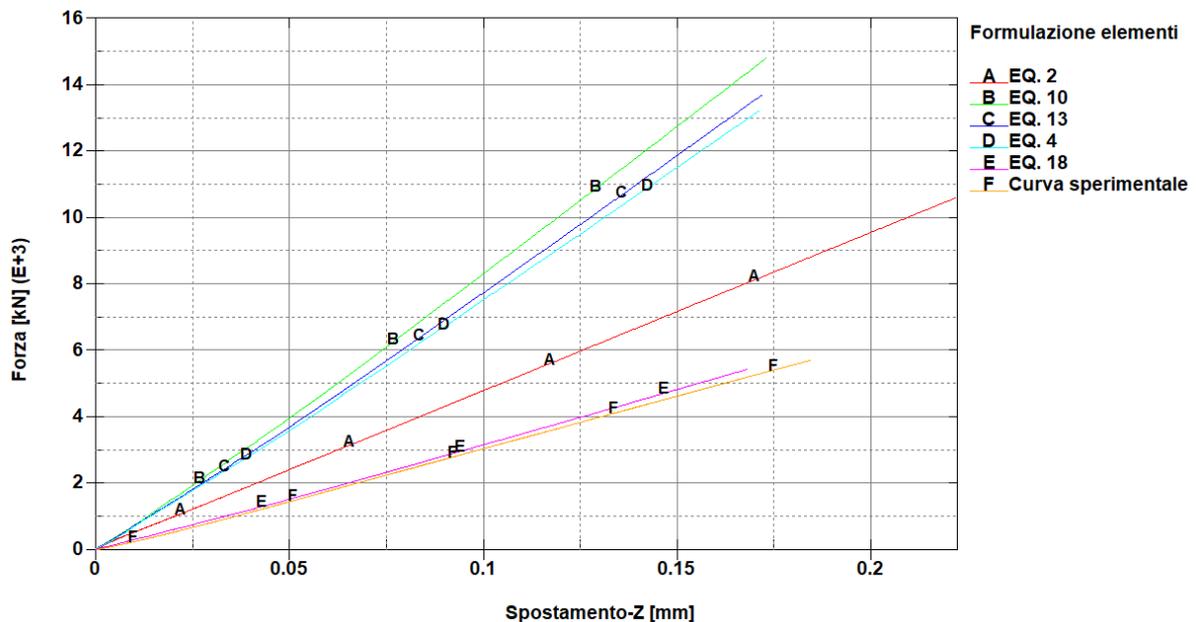


Figura 30. Curve forza-spostamento per diverse formulazioni e curva sperimentale da macchina di trazione

Le altre formulazioni rimanenti hanno delle rigidzze più simili tra di loro, ma abbastanza diverse dalla curva sperimentale. In particolare, la più rigida, a causa del fenomeno del *volumetric locking*, risulta essere la formulazione 10 (“*1 point tetrahedron*”) che utilizza elementi tetraedrici ad un solo punto d’integrazione con *stress* costante e riduce di molto i tempi di calcolo (durata della simulazione di circa 25 minuti) rispetto agli altri casi, ma perdendo in accuratezza e infatti è consigliata solo se il materiale che si vuole simulare ha un coefficiente di Poisson quasi nullo (che sarebbe un materiale simil schiume).

Una versione migliorata dell’ultima tipologia di elemento è la formulazione 13 (“*1 point nodal pressure tetrahedron*”) che utilizza elementi con 1 punto a stress costante con una media della pressione sui nodi. Tale formulazione ha migliori performance per i materiali con coefficiente di Poisson maggiore di zero (come i metalli) e permette di alleviare il fenomeno del *volumetric locking* e infatti risulta meno rigida della formulazione 10, senza che questo comporti un eccessivo aumento dei tempi di calcolo (durata della simulazione di circa 35 minuti).

Infine, rimane da analizzare la formulazione 4 (“*S/R quadratic tetrahedron element with nodal rotations*”) che risulta essere l’elemento tetraedrico più accurato, essendo descritto da equazioni polinomiali di II grado. Si può notare (sempre in *Figura 30* a pagina precedente) come la rigidzza della curva forza-spostamento della formulazione 4 sia pressoché coincidente con quella della formulazione 13, tuttavia l’elemento quadratico richiede un costo computazionale di gran lunga superiore e dei tempi ancora più lunghi (durata della simulazione di circa 1 ora e 25 minuti) che non sono giustificati visto che il risultato è lo stesso di un elemento con minor costo computazionale.

I valori di rigidzza, calcolati come rapporto dello spostamento medio lungo l’asse z verticale dei nodi appartenenti ad una sezione ortogonale alla direzione di carico e posta ad una quota $z = 17,5\text{ mm}$ che risulta quasi in contatto con il *rigidwall* in movimento, diviso per il corrispondente carico di compressione pari a 4 kN , sono riportati per ogni formulazione in *Tabella 4* insieme anche alla rigidzza della curva sperimentale e della curva risultante dal *DIC*. Si noti come la formulazione 18 abbia il valore più vicino a quello ricavato sperimentalmente sulla macchina di trazione, ma rispetto agli altri risultati, sembra che questa coincidenza sia un caso fortuito isolato anche in ragione della differenza importante con il valore ricavato dal *Digital Image Correlation* che rimane un riferimento affidabile.

Chiaramente questi risultati mettono in dubbio anche l’accuratezza della prova sperimentale su macchina che era stata, fino ad ora, presa in considerazione come il riferimento principale, ma, prima di trarre conclusioni, è necessario approfondire le analisi anzitutto provando anche metodi risolutivi differenti (come le simulazioni in implicito) ed effettuando dei confronti con un modello CAD ideale della struttura lattice.

Tabella 4. Confronto valori di rigidzza delle curve ottenute

	EQ. 2	EQ. 10	EQ. 13	EQ. 4	EQ. 18	Curva sperimentale	DIC
RIGIDEZZA [N/mm]	48002	79523	73801	72072	31746	30769	54990

5.5 Risultati analisi FEM in implicito

Le simulazioni analizzate fino ad ora erano svolte con metodi di soluzione in esplicito dell'equazioni differenziali (ridotte poi ad equazioni algebriche), ma quando le analisi sono da considerarsi “quasi-statiche” è possibile usare anche metodi di soluzione in implicito.

Procedendo con ordine, bisogna chiarire la differenza tra le due possibili strategie risolutive, evidenziandone vantaggi e svantaggi. In generale, se si vuole risolvere un'equazione differenziale per cui sono noti i valori iniziali tramite metodi numerici, si utilizza un algoritmo che descrive come la soluzione viene aggiornata nel tempo fino a raggiungere il tempo finale richiesto ed ogni aggiornamento avviene dopo un certo intervallo temporale detto *timestep*.

La tipologia di formula usata all'interno dell'algoritmo di aggiornamento della soluzione è proprio ciò che distingue le due metodologie: infatti, i metodi in esplicito usano equazioni appunto “esplicite” in cui l'incognita, che sarebbe la soluzione al tempo successivo, compare soltanto alla sinistra dell'uguale; invece, nei metodi in implicito bisogna risolvere un'equazione “implicita” nella variabile incognita, che chiaramente presenta delle difficoltà aggiuntive nella risoluzione soprattutto se si tratta di un problema non-lineare.

A priori non è detto che la scelta di una metodologia ci porti a dei vantaggi in termini di accuratezza e di ordine di convergenza, ma questo dipende dallo schema (l'algoritmo) utilizzato (infatti, ad esempio, il celebre metodo di Eulero presenta lo stesso ordine sia nella forma implicita che in quella esplicita essendo entrambe lineari). Bisogna anche specificare che l'applicazione dell'analisi implicita è stata possibile perché è stato considerato solo il tratto lineare-elastico, visto che quest'approccio presenta problemi di convergenza della soluzione per modelli fortemente non-lineari.

Per impostare un'analisi statico-lineare in implicito sul software LS-Dyna è necessario anzitutto includere nella *keyword* *INCLUDE il percorso dei seguenti pacchetti che aggiungeranno delle *keyword* di controllo necessarie in questa tipologia di analisi:

- *database_cards_static.key*
- *control_cards_static.key*

L'altra importante modifica da apportare al modello FEM è nella *keyword* *CONTROL_TERMINATION, in cui è necessario indicare un tempo finale unitario nella casella ENDTIM, visto che l'analisi in implicito ha solo due stati temporali, quello iniziale e quello finale.

Nell'ultima modifica al modello si può comprendere quello che è il vero vantaggio nell'utilizzare un metodo implicito che risulta più complesso da implementare, ma permette un guadagno in termini di stabilità: infatti i metodi espliciti hanno una restrizione sul *timestep*, ossia sul passo di discretizzazione temporale che deve essere inferiore di un certo numero caratteristico detto di *Courant* e questo potrebbe richiedere la scelta di un passo temporale più piccolo che aumenta il numero di iterazioni che il solutore deve svolgere, con conseguenze allungamento dei tempi di calcolo.

I metodi impliciti non presentano solitamente tali restrizioni e quindi permettono di usare *timestep* più ampi, che, nel caso di problemi “quasi-statici” come quello della prova di compressione in esame, permette di analizzare direttamente gli stati iniziale e finale al carico d’interesse (come è possibile notare nella finestra denominata “Animate” in *Figura 31* che contiene sono due stati) abbattendo notevolmente i tempi di calcolo.

Si noti, sempre in *Figura 31*, che, essendo quella in implicito un’analisi statica, al posto dei *rigidwall* che non è possibile usare in questa modellazione statica, si è vincolato il modello in tutti i gradi di libertà nei nodi delle sezioni in alto e in basso che sarebbero dovuti essere a contatto coi *rigidwall* e si è applicato il carico di compressione in direzione verticale, distribuendolo su tutti i nodi della sezione in alto e quindi scrivendo come modulo della forza agente su ognuno di essi un valore pari a 4 kN diviso il numero dei nodi.

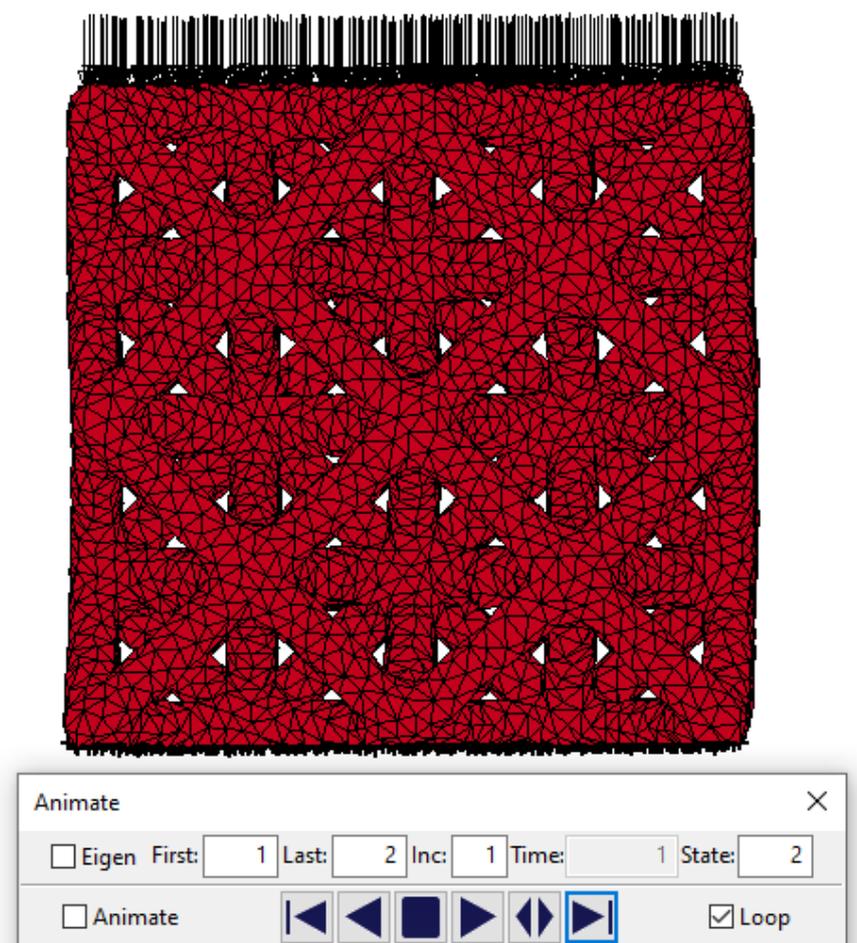


Figura 31. Simulazione in implicito: soluzione calcolata in due soli stati e modellazione vincoli e carichi

Le tipologie di elemento scelte per le analisi in implicito, come consigliato dal manuale di LS-Dyna [12], sono le seguenti:

- EQ. 16 : 4 or 5 point 10-noded tetrahedron;
- EQ. 18 : 8 point enhanced strain solid solid element for linear statics only.

Dai risultati delle simulazioni, che hanno avuto una durata di circa qualche minuto a conferma del guadagno non indifferente in termini di tempi di calcolo del metodo implicito, è stata sempre rappresentata la curva forza-spostamento prendendo questa volta in considerazione per la misura del carico, non essendoci dei *rigidwall*, la forza agente sul piano individuato dalla keyword **CROSS_SECTION_PLANE* che seziona il modello in mezzera ed è sempre ortogonale alla direzione di carico. Lo spostamento considerato è sempre il valore medio dello spostamento lungo l'asse z verticale dei nodi appartenenti ad una sezione ortogonale alla direzione di carico e posta ad una quota $z = 17,5 \text{ mm}$. La rappresentazione grafica di queste curve è riportata in *Figura 32* insieme alle curve risultanti dalle precedenti simulazioni in esplicito nelle formulazioni 13 e 18 per effettuare i dovuti confronti.

Si noti come l'analisi in implicito *irrigidisca* leggermente il modello, anche perché quest'ultimo ha necessitato di alcune modifiche, come l'aggiunta dei vincoli alle sezioni in alto e in basso (che nella prova di compressione sono in contatto con i piatti di compressione) al posto dei *rigidwall* proprio per esigenze legate alla staticità della simulazione in implicito e questo cambiamento avrà contribuito ad aumentare la rigidità del sistema. Dunque, questi risultati mostrano che i casi con formulazione 16 in implicito e con la formulazione 13 in esplicito hanno pendenza molto simile, mentre la formulazione 18 in esplicito è molto meno rigida della corrispondente simulazione in implicito, a conferma del fatto che la corrispondenza tra la formulazione 18 in esplicito e la prova sperimentale su macchina di trazione era del tutto casuale.

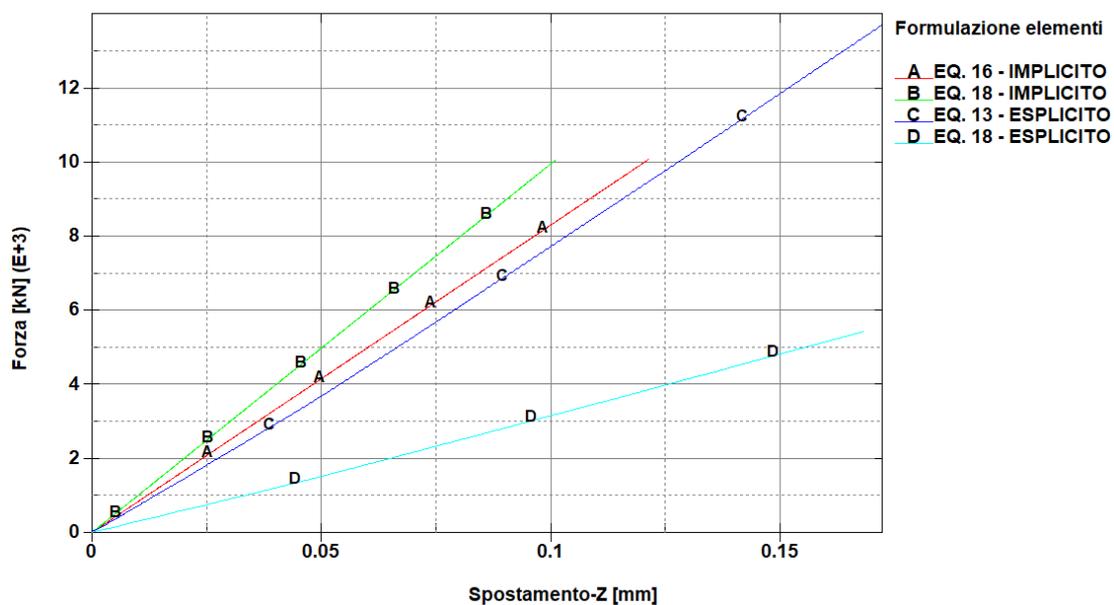


Figura 32. Confronto curve forza-spostamento con metodi implicito ed esplicito per diverse formulazioni

Infine, si riporta in *Tabella 5* anche un confronto tra i valori delle rigidezze delle curve nelle varie formulazioni che sono state riportate in *Figura 32* a pagina precedente. Si noti, come era già evidente nel confronto grafico, come le formulazioni 16 in implicito e 13 in esplicito abbiano una rigidezza quasi uguale, a conferma che, usando le formulazioni corrette, non vi siano importanti differenze tra il calcolo in implicito e in esplicito; invece, la formulazione 18 in esplicito si rivela ancora una volta un caso isolato.

Tabella 5. Confronto valori di rigidezza delle curve ottenute

	EQ. 16 - IMPLICITO	EQ. 18 – IMPLICITO	EQ. 13 - ESPLICITO	EQ. 18 - ESPLICITO
RIGIDEZZA [N/mm]	82474	99256	73801	31746

Capitolo 6

Analisi FEM del modello CAD 3D e del modello 1D

6.1 Confronto col modello CAD e cenni sul processo produttivo

Nella caratterizzazione meccanica di una struttura, un'importante analisi per comprendere l'accuratezza nella realizzazione del provino, consiste nel simulare agli elementi finiti un modello CAD nominale avente geometria idealmente perfetta e confrontare i risultati ottenuti con il modello "reale" che presenta tutte le difettosità dovute al processo produttivo, che sono state rilevate dall'alta risoluzione della ricostruzione della struttura reale tramite micro-CT. Questo tipo di confronto suscita ancora più interesse quando l'oggetto in questione è stato realizzato tramite processi di fabbricazione additiva come nella struttura lattice in esame. In particolare, il principio su cui si basano le tecniche di stampa 3D è proprio quello di partire da un modello CAD realizzato tramite software di disegno 3D, che poi viene "meshato" e convertito in linguaggio STL (*Standard Triangulation Language*), che è un codice contenente le coordinate dei nodi della *mesh* ed è il formato comprensibile da tutte le tecnologie di stampa 3D presenti sul mercato. Chiaramente la *mesh*, per quanto fine ed accurata possa essere, è già una prima approssimazione del modello CAD ideale, ma un'altra grande fonte di discrepanze col modello originale è la realizzazione tecnologica vera e propria, che, nella caso in esame, sarebbe la tecnica di fabbricazione additiva per metalli detta SLM, ossia "*Selective Laser Melting*", la quale sfrutta un laser ad alta potenza con un fascio concentrato (il funzionamento è schematizzato in *Figura 33* tratta dall'articolo scientifico "*Influence of the vapour channel on processing in laser powder bed fusion*" [10]).

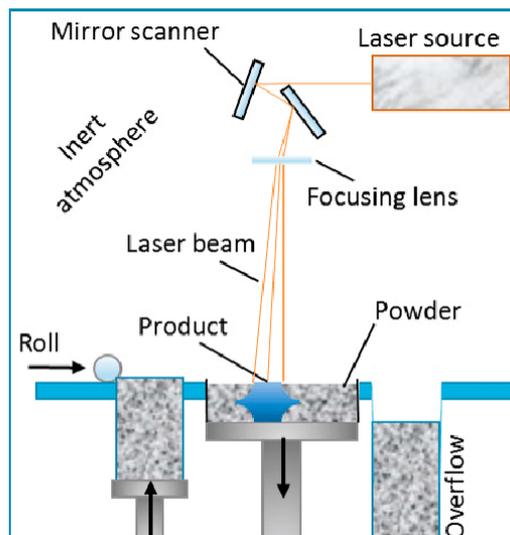


Figura 33. Schema di funzionamento della tecnologia SLM (immagine tratta dall'articolo scientifico "*Influence of the vapour channel on processing in laser powder bed fusion*" [10])

Entrando brevemente più nel dettaglio della tecnologia, nello schema si può notare la presenza di un rullo che preleva la polvere e la deposita sull'elevatore per stenderla sul piano di lavoro e si può notare anche la radiazione laser, che è indirizzata sul piano di lavoro da un sistema di specchi e che porta la polvere a fusione seguendo la forma della sezione corrispondente all'altezza del *layer* o strato che si sta ricreando (infatti il modello è stato diviso per comodità in questi strati, nell'operazione che prende il nome di *slicing*, che saranno poi realizzati uno sopra l'altro per ricreare la forma finale dell'oggetto) e in seguito l'elevatore scende e il processo riprende per lo strato successivo. Nella camera di lavoro è creato un vuoto di circa 10^{-1} Pascal e viene insufflato un gas inerte che è solitamente argon.

La fusione selettiva laser presenta diverse difficoltà pratiche che influenzano la finitura del prodotto finale, come la qualità delle polveri metalliche del letto di fusione, l'individuazione dei corretti parametri di stampa, la scelta dello spessore di ogni singolo strato o *layer* più opportuno per trovare un compromesso tra risoluzione e velocità di stampa. Dunque, comprendere quanto diverso o simile sia il comportamento meccanico del modello ideale rispetto al provino reale è un ottimo indice della precisione di stampa della tecnica di fabbricazione additiva adoperata e permette di capire su quali aspetti si deve lavorare per migliorare anche da un punto di vista tecnologico.

6.2 Realizzazione del modello CAD tramite il software “Creo Parametric”

Per la realizzazione del modello CAD della cella lattice 2x2, è stato usato il software di modellazione 3D “Creo Parametric” perché permette di avere, tra le sue funzionalità, anche un comando apposito per le strutture lattice. Entrando più nello specifico, i passaggi da seguire sono i seguenti e il modello CAD che si ottiene, è mostrato in *Figura 34* a pagina seguente:

1. Disegnare un cubo pieno di dimensioni $19 \times 19 \times 19 \text{ mm}^3$.
2. Usare il comando «progettazione tecnica» → «reticolo», spuntando anche «sostituisci corpo con reticolo» e impostando dal menu a tendina in alto l'opzione «geometria completa».
3. Impostare come dimensioni della cella elementare $8.45 \times 8.45 \times 8.45 \text{ mm}^3$.
4. Nell'opzione «riempimento cella» spuntare solo le ultime due caselle per ottenere una cella elementare di tipo «octet-truss» e impostare come diametro della sezione 1.5 mm (idem per il raggio di curvatura).
5. Aggiungere l'impostazione «elimina travatura incompleta solo sulle superfici» e selezionare le sei facce esterne del cubo.
6. Nella scheda «densità» inserire una sezione delle travi “piccola” (0.5 mm) per le beam con offset pari a 0.1 mm dalle facce esterne (per evitare calcoli troppo onerosi al software che rischia altrimenti di bloccarsi).

6.2 Realizzazione del modello CAD tramite il software “Creo Parametric”

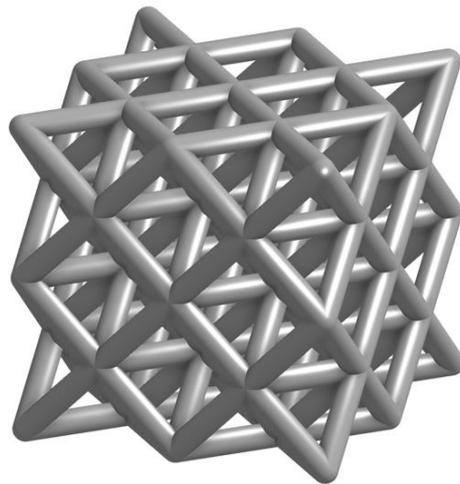


Figura 34. Modello CAD della cella lattice 2x2 realizzato sul software “Creo Parametric”

In seguito, è possibile salvare il file CAD in un formato riconosciuto da altri software come, ad esempio, in file *.step* e così sarà pronto per essere aperto in un software di generazione della *mesh* e la scelta è ricaduta sempre sul programma *HyperMesh* della suite *Altair*. Il comando utilizzato per la creazione della *mesh* è stato “*Volume tetra*” (vedi Figura 35) contenuto all’interno del pannello di comandi denominato “3D”. Le dimensioni massime dell’elemento tetraedrico sono state impostate a 0,5 mm .

Una volta importato il modello “*meshato*” sul *Pre-Post* di LS-Dyna, quest’ultimo riconoscerà automaticamente il numero degli elementi e la posizione dei nodi, creando delle *keyword* apposite.

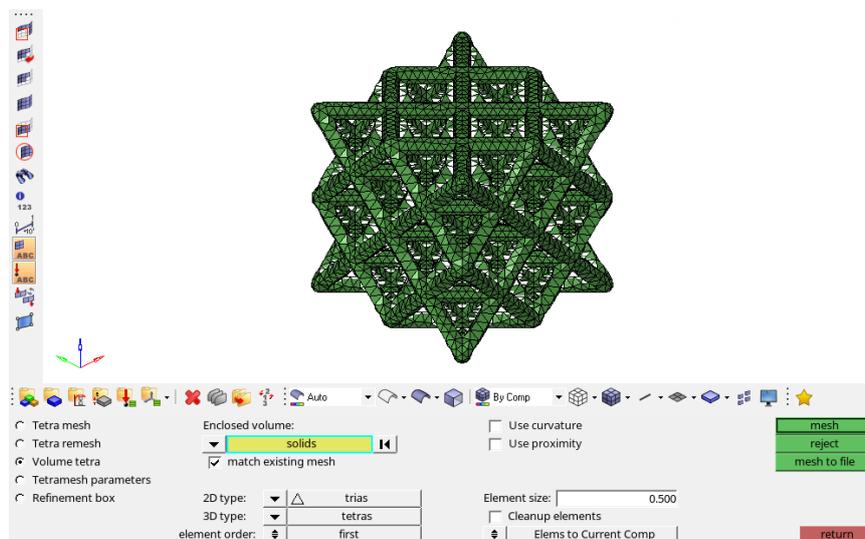


Figura 35. Comando “Volume tetra” per la realizzazione della mesh sul software HyperMesh

In seguito, si procederà con l'aggiunta delle stesse *keyword* che sono state usate nel modello "reale" ricostruito tramite analisi micro-CT, in modo da poter effettuare un confronto tra CAD ideale e modello reale a parità di condizioni di carichi e vincoli. Le uniche differenze tra i due casi si trovano nelle posizioni dei vettori che individuano i *rigidwall*, visto che l'origine del sistema di riferimento del CAD ideale si trova in un punto differente dal modello "reale", ma è ovviamente una differenza che non influenza i calcoli se si adattano correttamente le coordinate dei vettori dei *rigidwall* in modo tale che siano quasi a contatto con le superfici superiore e inferiore.

Prima di riportare i risultati delle simulazioni del CAD ideale nelle varie formulazioni scelte, è interessante già notare da un semplice confronto tra le geometrie della struttura "reale" con quella nominale che le imperfezioni di stampa, di cui si parlava precedentemente, saltano subito all'occhio con una mancanza di precisione nella perpendicolarità delle varie facce, oltre ad una non perfetta simmetria cubica come ci si aspetterebbe da questa struttura. Queste differenze comportano una discrepanza anzitutto sul campo degli spostamenti (come riportato in *Figura 36.a* e *Figura 36.b*) il quale, effettuando il confronto sempre a parità di carico e usando la stessa formulazione (EQ. 13), nel modello "reale" non è simmetrico come nel CAD "ideale".

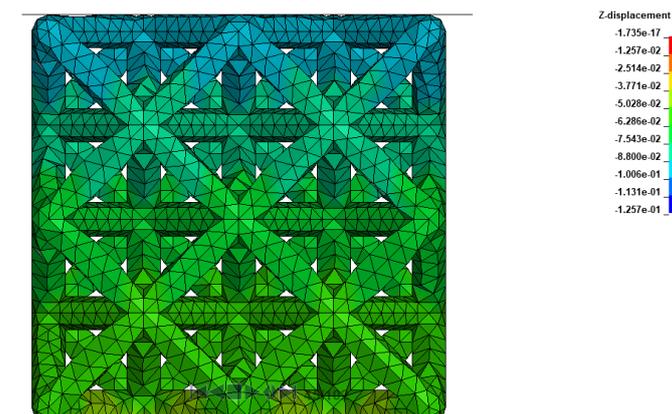


Figura 36.a) Modello CAD "ideale" realizzato con "Creo Parametric": campo spostamenti-Z simmetrico

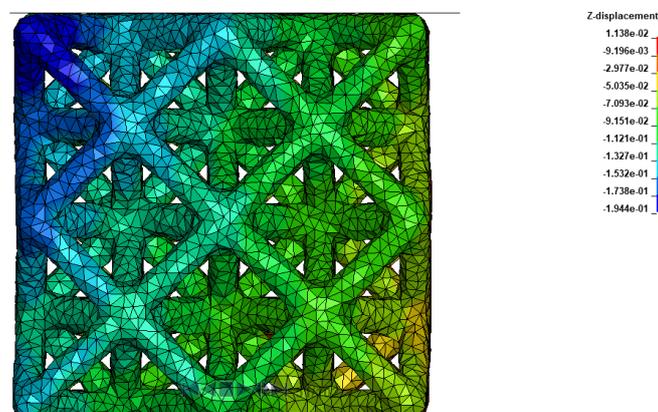


Figura 36.b) Modello "reale" ricostruito tramite micro-CT: campo spostamenti-Z non simmetrico

6.3 Risultati analisi FEM in esplicito: CAD “ideale” VS “reale”

Una volta ottenuti i risultati delle simulazioni che sono state svolte in esplicito, visto che si è rivelata la strategia corretta per questa tipologia di modello, si può procedere col confronto grafico delle rigidezze dei vari modelli sul solito piano forza-spostamento. In particolare, le formulazioni usate per le nuove simulazioni sul CAD nominale, avente diametro delle *beam* di 1,5 mm, sono le due formulazioni che, per il modello reale, sono candidate ad essere quelle capaci di descriverne correttamente il comportamento meccanico, ossia:

- EQ. 13 : 1 point nodal pressure tetrahedron;
- EQ. 18 : 8 point enhanced strain solid solid element for linear statics only.

Le curve di rigidezza, in cui è sempre stato riportato il valore medio dello spostamento lungo l’asse z verticale dei nodi appartenenti ad una sezione ortogonale alla direzione di carico e posta ad una quota $z = 17,5 \text{ mm}$, sono riportate in *Figura 37*.

Si noti come per ogni formulazione il CAD “ideale” risulti leggermente più rigido della formulazione corrispettiva del modello “reale” da micro-CT. La motivazione di tale discrepanza sarà oggetto del capitolo successivo in cui sarà effettuata uno studio nel dettaglio sulla rugosità superficiale delle *beam* appartenenti alla struttura reale, ma si può già anticipare da questi risultati che le imprecisioni di stampa portino ad una riduzione di materiale, o comunque a del materiale che sembra non partecipare *attivamente* alla deformazione in campo lineare-elastico e per questo la struttura reale risulta essere meno rigida di quello che ci si aspetterebbe basandosi sul modello CAD nominale.

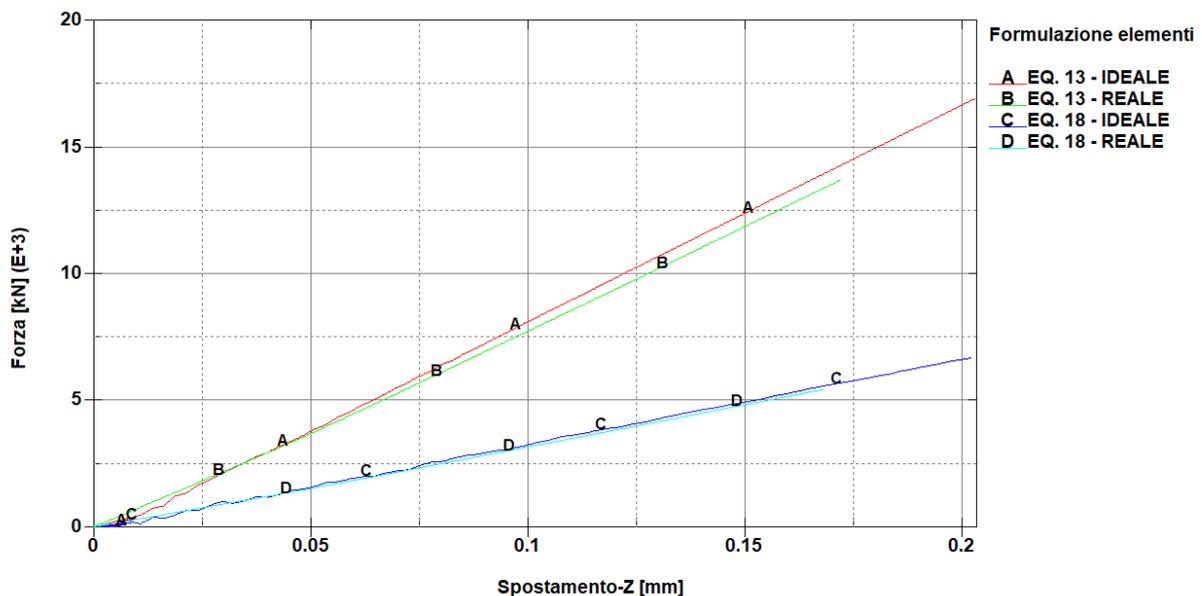


Figura 37. Confronto curve forza-spostamento per i modelli CAD ideali e reali usando le formulazioni 13 e 18

I valori di rigidezza, ottenuti come rapporto dello spostamento medio lungo l'asse z verticale dei nodi appartenenti alla solita sezione ortogonale alla direzione di carico e posta ad una quota $z = 17,5 \text{ mm}$ diviso per un carico di compressione pari a 4 kN , sono riportati per ogni formulazione nei due casi di CAD "reale" e "ideale" in *Tabella 6*, insieme anche al valore di rigidezza corrispondente della curva sperimentale e al valore ricavato dal *DIC*.

Tabella 6. Confronto valori di rigidezza delle curve ottenute

	EQ. 13 - ideale	EQ. 13 - reale	EQ. 18 - ideale	EQ. 18 - reale	Curva sperimentale	DIC
RIGIDEZZA [N/mm]	75472	73801	32415	31746	30769	54990

6.4 Modello LS-Dyna della cella lattice 2x2 con *beam* 1D

Un altro interessante confronto con un modello semplificato può essere svolto considerando un modello LS-Dyna della cella lattice 2x2 che al posto delle *beam* 3D suddivise in elementi finiti solidi, usi la *keyword* *SECTION_BEAM che permette di simulare un elemento *beam* 1D in cui è indicato il diametro nominale che è stato considerato pari a $1,5 \text{ mm}$.

Un altro importante parametro da indicare all'interno della *keyword* dell'elemento *beam* 1D è, come nel caso degli elementi solidi 3D, la formulazione scelta che ovviamente sarà scelta tra equazioni differenti da quelle implementate per i tetraedri. Consultando il manuale del software [12], la formulazione scelta, consigliata anche di default, è stata l'equazione 1 dal nome "*Hughes-Liu with cross section integration*".

Per realizzare la struttura vera e propria, sono stati dapprima creati i nodi tramite la *keyword* *NODE nelle posizioni opportune che sono note dalla geometria reale della cella lattice 2x2 e poi, tramite la *keyword* *ELEMENT_BEAM sono stati creati gli elementi *beam* 1D inserendo per ognuno l'ID dei due nodi all'estremità di quel segmento.

Una volta completato, il modello della cella 1D apparirà come riportato in *Figura 38* a pagina successiva.

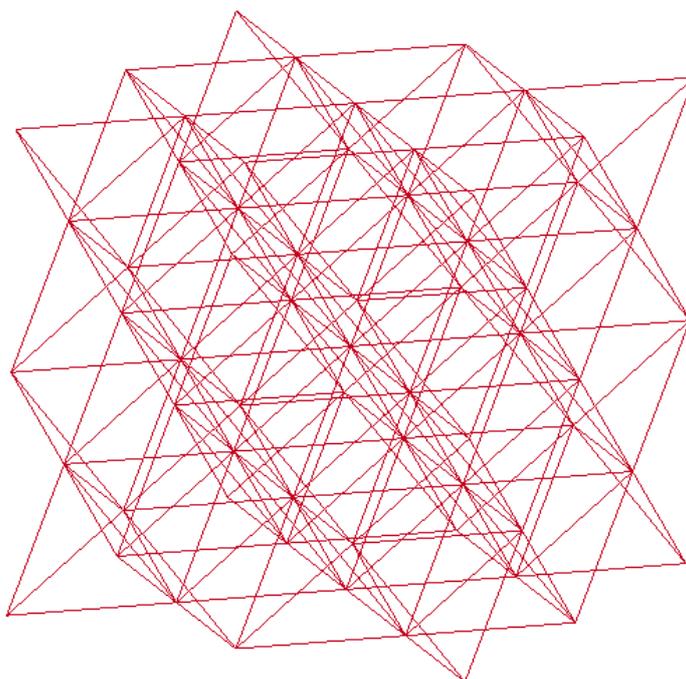


Figura 38. Modello LS-Dyna semplificato della cella lattice 2x2 con *beam* 1D

Per completare la panoramica della modellazione della cella 1D, si è scelto di effettuare le analisi in implicito, visto la maggior celerità nel calcolo e quindi i carichi i vincoli sono stati inseriti usando le stesse *keyword* del modello 3D calcolato in implicito, come riportato anche a seguire.

- ***BOUNDARY_SPC_SET**: dopo aver definito due set di nodi (visibili a pagina successiva in *Figura 39*) tramite il comando facilitato “*Create Entity*”, che corrispondono alle due sezioni in alto e in basso che sono a contatto, nel modello reale, con le pareti della cella di carico, questi set vengono vincolati in tutti i loro gradi di libertà tramite questa *keyword*.
- ***CONTROL_TERMINATION**: in questa *keyword* è necessario indicare un tempo finale unitario nella casella ENDTIM, visto che l’analisi in implicito ha solo due stati temporali, quello iniziale e quello finale.
- ***DATABASE_CROSS_SECTION**: si tratta di un’importante aggiunta, perché senza l’ausilio di questo piano ortogonale alla direzione di carico, posizionato in mezzeria per comodità e per star più lontani dagli effetti di bordo dei carichi/vincoli, non si avrebbe

una misura della forza che agisce sulla struttura mancando nel modello in implicito i *rigidwall* su cui è nota la forza (perché, come già detto, si tratta di una simulazione statica a due istanti iniziale e finale, e quindi non si può utilizzare il *rigidwall* in movimento del modello in esplicito che calcolava la soluzione in vari istanti di tempo).

- ***INCLUDE:** per impostare un'analisi statico-lineare in implicito sul software LS-Dyna è necessario anzitutto includere in questa *keyword* il percorso dei seguenti pacchetti che aggiungeranno delle *keyword* di controllo necessarie in questa tipologia di analisi, ossia i pacchetti “*database_cards_static.key*” e “*control_cards_static.key*”.
- ***LOAD_NOAD_LIST:** il carico di compressione (quindi con direzione opposta all'asse z verticale come è visibile in *Figura 39*) è applicato ai nodi contenuti nel set che appartiene alla sezione in alto della struttura, ossia la faccia che nell'esperienza reale risulta a contatto con la parete mobile della cella di carico. Ovviamente il modulo del carico applicato su ogni singolo nodo è pari al valore totale diviso per il numero di nodi stessi.

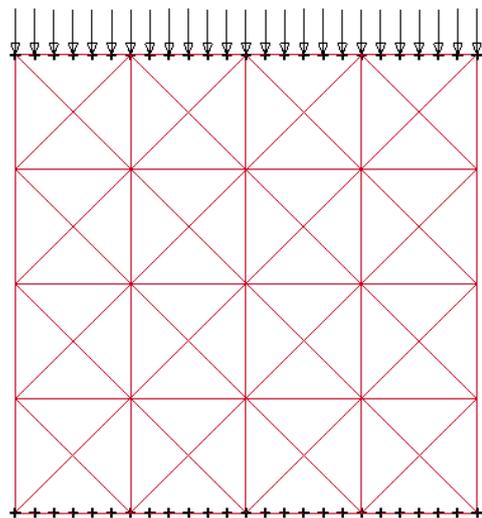
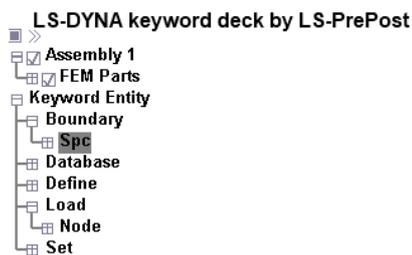


Figura 39. Modellazione carichi e vincoli nella cella 2x2 con beam 1D

6.5 Risultati analisi FEM del modello cella lattice con *beam* 1D

Il confronto tra le curve di rigidezza del modello cella lattice 2x2 con *beam* 1D e le altre simulazioni in implicito del modello CAD 3D “reale” da micro-CT con le formulazioni 16 (“4 or 5 point 10-noded tetrahedron”) e la formulazione 18 (“8 point enhanced strain solid solid element for linear statics only”) è riportato in *Figura 40*.

Si noti dal grafico come la cella con *beam* 1D risulta essere più rigida anche dei modelli con simulazione in implicito, che a loro volta risultavano più rigidi dei corrispondenti modelli in esplicito (si ricorda che il confronto era stato effettuato comparando a due a due modelli con la stessa formulazione risolta con un metodo e con l’altro) perché al posto dei *rigidwall* (inutilizzabili in un’analisi statica in implicito) si sono dovuti vincolare tutti i gradi di libertà dei nodi delle sezioni a contatto con le pareti della cella di carico e questo sicuramente comporta una maggiore rigidezza del sistema. Tale risultato era anche prevedibile perché il modello 1D si porta dietro una semplificazione grossolana quale quella di considerare i nodi delle *beam* idealmente puntiformi, a differenza del CAD 3D che discretizzando il modello con elementi finiti non ha necessità di aggiungere questa limitazione e quindi ha permesso di ottenere dei risultati più coerenti.

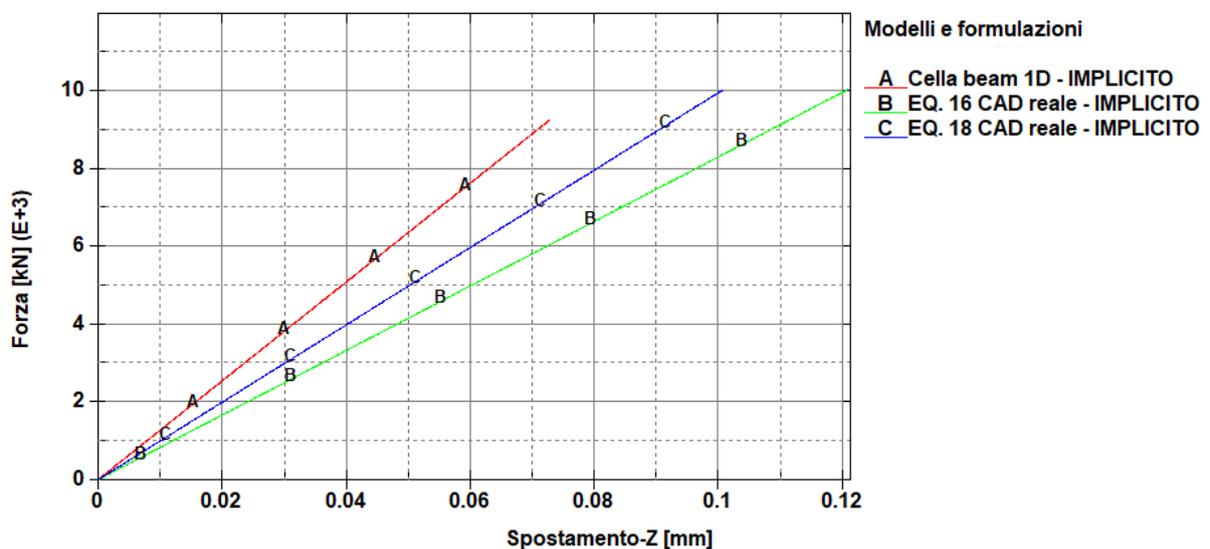


Figura 40. Confronto curve forza-spostamento tra il modello cella 2x2 con *beam* 1D e il modello CAD reale in implicito

Infine, si riporta in *Tabella 7* anche un confronto tra i valori delle rigidità delle curve nelle varie formulazioni che sono state riportate in *Figura 40* a pagina precedente. Si noti, come era già evidente nel confronto grafico, come per il caso della cella con *beam 1D* la rigidità sia maggiore di entrambi i casi in implicito con le formulazioni 16 e 18.

Tabella 7. Confronto valori di rigidità delle curve ottenute

	EQ. 16 - IMPLICITO	EQ. 18 – IMPLICITO	Cella <i>beam 1D</i> - IMPLICITO
RIGIDEZZA [N/mm]	82474	99256	127673

Capitolo 7

Rugosità superficiale e calcolo del diametro equivalente

7.1 Premessa

Nella caratterizzazione del comportamento meccanico di una struttura lattice c'è un aspetto interessante da tenere in considerazione, i cui effetti possono giustificare le differenze di rigidità tra provino reale e simulazioni numeriche: la rugosità superficiale.

Si è già accennato ai problemi di rugosità che le tecniche di fabbricazione additiva si portano dietro e proprio per questo non è ancora possibile ottenere tolleranze e rugosità paragonabili a quelle ottenibili con le lavorazioni ad asportazione di materiale (per questo motivo, ad esempio, nei componenti che devono essere accoppiati meccanicamente deve essere previsto del sovrametallo per poter poi effettuare delle operazioni di finitura superficiale alle macchine utensili).

A livello di parametri di processo, una particolare influenza sul grado di finitura superficiale è esercitata dalla velocità di stampa e dalla potenza del laser: chiaramente velocità di stampa maggiori diminuiscono i tempi di produzione, ma espongono per meno tempo le particelle di polvere metallica alla fusione laser e quindi forniscono una minore energia che non risulta sufficiente alla particella per fondersi adeguatamente e per ottenere di conseguenza una migliore penetrazione della stessa nella struttura (si dice anche che la particella non avrà “bagnato” abbastanza la struttura). Allo stesso modo, ad una potenza del laser più bassa corrisponde una minore energia fornita alle particelle, che avranno di conseguenza sempre una minore bagnabilità verso la struttura su cui sono depositate, tanto da mantenere quasi la forma sferica della polvere senza che essa sia adeguatamente “schiacciata” sulla struttura su cui è stata depositata (come si vede in basso a sinistra in *Figura 41*, tratta dall'articolo scientifico “*Single scan track analyses on aluminium based powders*” [11]).

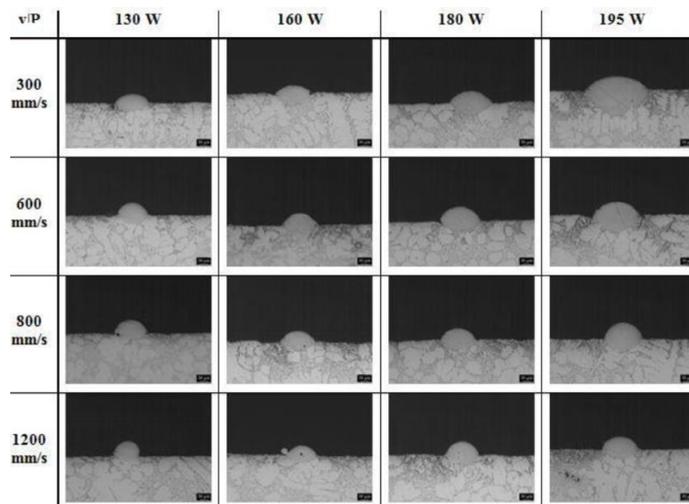


Figura 41. Effetti della velocità di stampa e della potenza del laser sulla bagnabilità delle polveri metalliche (immagine tratta dall'articolo scientifico Single scan track analyses on aluminium based powders [11])

Chiaramente il caso opposto, ossia massima potenza del laser con tempi di stampa più lenti, permetterebbe un'altissima penetrazione delle particelle e una maggiore quantità depositata, ma aumenterebbero significativamente i tempi di produzione; quindi, ricercare l'ottimizzazione di tali parametri, significherebbe trovare il corretto compromesso tra queste diverse esigenze. Sempre in *Figura 41* (a pagina precedente) è riportato un esempio degli effetti dei due parametri di processo appena discussi: si può notare proprio come nei casi di alta velocità di stampa e potenza più bassa ci sia poco materiale depositato e di forma quasi sferica (in basso a sinistra), mentre nel caso opposto (in alto a destra) ci sia tanto materiale con un'ottima bagnabilità della particella sulla superficie su è depositata.

Nel caso del provino in esame, esso è stato già prodotto con una determinata scelta di parametri di processo che ha portato ad una certa rugosità superficiale e l'obiettivo sarà comprendere come tali imperfezioni superficiali influenzino il comportamento meccanico stesso grazie all'ausilio della ricostruzione del modello tramite micro-CT, la quale permette di indagare le difettosità dal provino con un'accuratezza nell'ordine del micron.

Prima di entrare nel merito della strategia scelta per analizzare l'effetto sul comportamento meccanico della rugosità superficiale, un buon punto di partenza da cui prendere spunto nell'impostazione dell'analisi, consiste nel consultare i risultati presenti in letteratura su tale argomento e tra questi spicca l'articolo "*Mechanical equivalent diameter of single struts for the stiffness prediction of lattice structures produced by Electron Beam Melting*" [5]. Questo articolo scientifico d'interesse si pone come obiettivo proprio quello di calcolare un diametro equivalente che permetta di predire in modo più accurato possibile il comportamento meccanico di strutture a lattice con cella elementare "*octet-truss*" realizzate tramite EBM (*Electron Beam Melting*) in una lega di titanio. La necessità di trovare un diametro equivalente differente da quello "nominale" sembra essere dovuta al fatto che le imperfezioni superficiali si comportano in maniera anomala se sottoposte ad un carico di deformazione in campo lineare-elastico, nel senso che sembra quasi che "non partecipino" alla deformazione elastica e questo comportamento anomalo comporta una risposta meno rigida del provino stesso, come se le *beam* avessero dei diametri leggermente inferiori al valore nominale. Inoltre, l'articolo evidenzia una differenza a seconda dell'orientazione delle *beam* (come si può notare dalla *Figura 42*, tratta sempre dal medesimo articolo scientifico [5]) nonostante la direzione di stampa (e di *slicing*) rimanga ovviamente la stessa una volta scelta l'orientazione del pezzo sulla piattaforma di stampa.

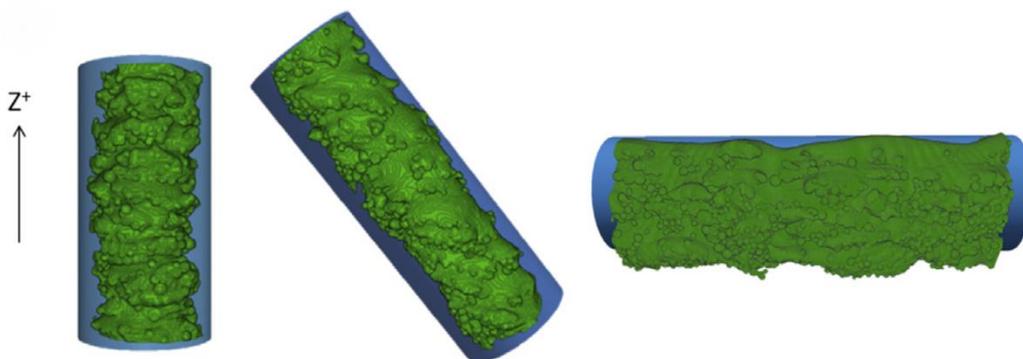


Figura 42. Rugosità superficiale per beam aventi orientazioni differenti (immagine tratta dall'articolo scientifico "Mechanical equivalent diameter of single struts for the stiffness prediction of lattice structures produced by Electron Beam Melting" [5])

Oltre allo studio citato, in letteratura si possono trovare altri tentativi, sempre di natura empirica, per trovare dei fattori correttivi per la rigidità e/o diametri equivalenti, ma ognuno seguendo ragionamenti differenti e personalizzati a seconda del caso-studio considerato. Tornando al provino in esame in questo studio, esso è anzitutto prodotto con una tecnica sempre “a letto di polvere” ma differente, ossia la già citata *Fusione laser selettiva* (SLM) e il materiale utilizzato è un alluminio adatto ad essere prodotto con tecniche di stampa 3D per metalli, dunque risulta sicuramente interessante fare un’analisi simile per trovare dei valori correttivi di diametro equivalente che giustifichino anche le discrepanze nei risultati delle simulazioni FEM tra i modelli di CAD “ideale” e CAD “reale” da micro-CT e confermino questo comportamento anomalo in campo lineare-elastico.

7.2 Scelta delle *beam* da esportare

Dopo aver introdotto e contestualizzato le motivazioni che portano alla necessità di un’analisi della rugosità superficiale delle strutture lattice, questo e i successivi paragrafi si occuperanno di spiegare nel dettaglio la strategia specifica utilizzata per questo caso-studio, che vedrà anzitutto una distinzione di due tipologie di orientazioni per le *beam*, visto quanto si è discusso in precedenza in merito all’influenza dell’orientazione sulla rugosità superficiale. Per avere un’informazione di natura più statistica si prenderanno in considerazione più campioni appartenenti alle due classi, in particolare saranno considerate:

- 1) 5 *beam* con asse orizzontale, giacenti su un piano ortogonale rispetto alla direzione di carico e che in seguito saranno denominate “*beam orizzontali*”;
- 2) 5 *beam* con asse obliquo, giacenti su un piano parallelo alla direzione di carico verticale e per questo motivo, in seguito saranno denominate “*beam verticali*”.

Ciascun passaggio dello studio sarà effettuato per ogni singola *beam* e saranno riportati in parallelo i risultati ottenuti, evidenziando le differenze tra le due tipologie di orientazione.

Il primo passo si deve effettuare sul software utilizzato per la ricostruzione del modello tramite micro-CT, ossia su *VGStudio Max*: infatti l’elevata risoluzione dell’ordine del micron, permette di cogliere anche le imperfezioni superficiali su questa scala micrometrica ed è il motivo per cui l’analisi con micro-CT è tutt’oggi uno dei metodi d’indagine delle difettosità dei componenti che presenta maggiore precisione ed affidabilità. Nello specifico, aprendo il file *VG Studio* della cella lattice in cui non è stata effettuata alcuna operazione di *smoothing* della superficie (a differenza dell’applicazione *Digital Volume Correlation*, in cui tale operazione era consigliata nel manuale [9] per una migliore riuscita delle analisi DVC stesse), è possibile creare una nuova ROI (*Region of interest*) che comprenda una specifica *beam*, scelta appositamente di volta in volta, dell’orientazione che interessa e con una lunghezza nota. Il comando da utilizzare per isolare la geometria che serve si chiama *Define Geometry* e tra le varie possibilità, si è scelto per comodità di usare una forma geometrica cilindrica che abbia

Capitolo 7: Rugosità superficiale e calcolo del diametro equivalente

asse coincidente con la *beam* che si vuole isolare e altezza pari alla lunghezza scelta, che sarà di 1,5 mm per le prime due *beam* orizzontali e di 2 mm per tutte le restanti.

Nella scelta randomica delle *beam* da isolare, si è cercato di prenderle in posizioni ad altezze differenti così da analizzarne alcune più vicine alla superficie di applicazione del carico e quindi che subiscono deformazioni maggiori, mentre altre più lontane che subiscono deformazioni minori. Da *Figura 43.a)* a *Figura 43.e)* sono riportate le posizioni di tutte le 5 *beam* orizzontali, indicate dalla traccia in rosso della geometria cilindrica usata per isolarle dal resto del modello; invece, da *Figura 44.a)* a *Figura 44.e)* sono invece riportate le posizioni delle 5 *beam* verticali scelte con lo stesso criterio.

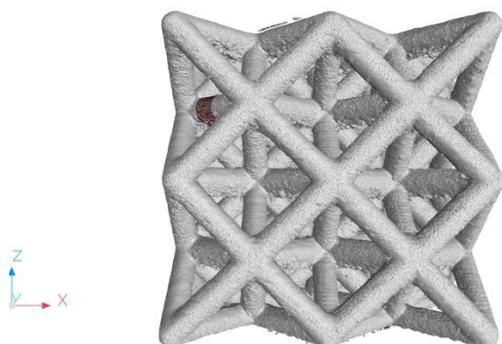


Figura 43.a) Posizione beam 1

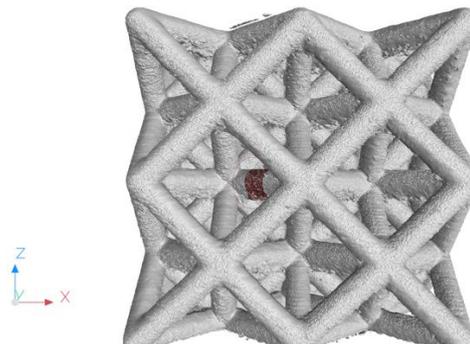


Figura 43.b) Posizione beam 2

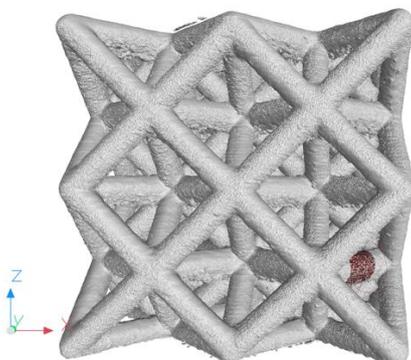


Figura 43.c) Posizione beam 3

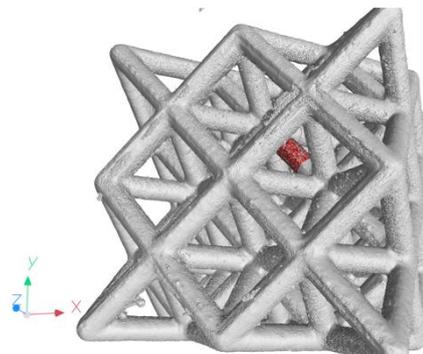


Figura 43.d) Posizione beam 4

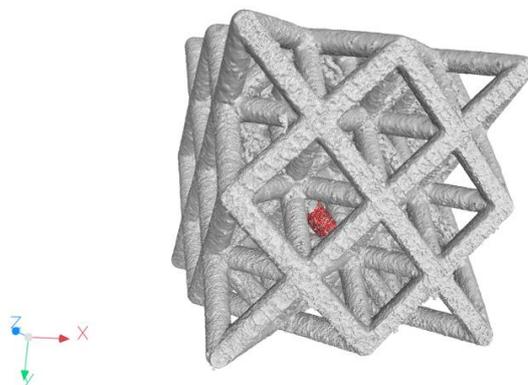


Figura 43.e) Posizione beam 5

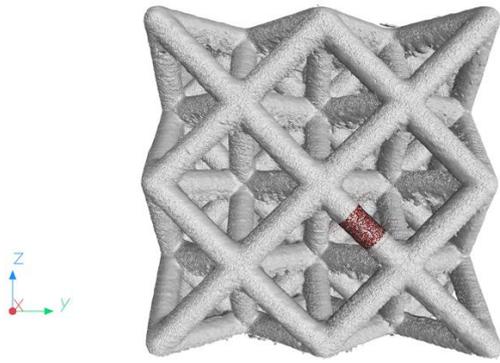


Figura 44.a) Posizione beam 6



Figura 44.b) Posizione beam 7



Figura 44.c) Posizione beam 8

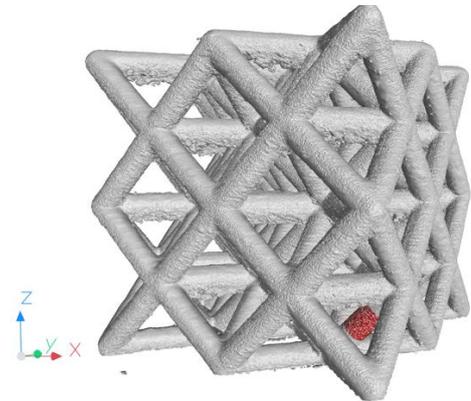


Figura 44.d) Posizione beam 9

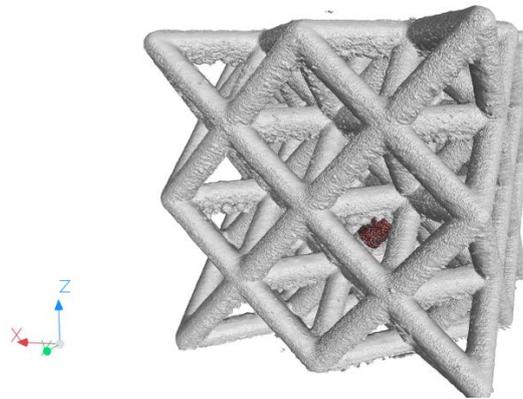


Figura 44.e) Posizione beam 10

Una volta estratta la ROI di forma cilindrica che racchiude la *beam* che si vuole analizzare, si procede con la realizzazione della *mesh* che è stata scelta, limitando la dimensione massima a $100\ \mu\text{m}$ e la minima a $50\ \mu\text{m}$, che sono dei valori di compromesso scelti affinché gli elementi finiti siano abbastanza “piccoli” da permettere una precisione tale che non faccia perdere la dettagliata risoluzione della rugosità superficiale, ma allo stesso tempo abbastanza “grandi” da non allungare eccessivamente i tempi di calcolo. Una volta finita la “*meshatura*” automatica, una delle *beam* isolate apparirà, ad esempio, come in *Figura 45* a pagina successiva.



Figura 45. Esempio beam meshata in automatico da VG Studio

Infine, ogni singola *beam* è stata esportata direttamente come file *.bdf*, uno dei formati che LS-Dyna può leggere e riconoscere, visto che nello studio vero e proprio saranno effettuate nuovamente delle simulazioni agli elementi finiti.

7.3 Misura delle forze agenti sulle *beam*

Il procedimento che si è scelto di seguire per verificare l'influenza della rugosità superficiale sul comportamento meccanico della struttura lattice, consiste nell'impostare delle simulazioni FEM, sempre sul software LS-Dyna, applicando carichi e vincoli adeguati alle *beam* estratte ed esportate dal modello ricostruito tramite micro-CT. In seguito, si calcolerà la rigidezza di ogni singola *beam* nota la forza applicata e sarà letto il conseguente spostamento dai risultati delle simulazioni. Tali valori di rigidezza saranno confrontati con la rigidezza di una corrispondente barra circolare ideale (con assenza di difettosità superficiali) avente un opportuno "diametro equivalente" (che sarà approfondito in seguito) così da verificare se effettivamente c'è corrispondenza tra i valori, oppure in uno dei due casi la *beam* risulta essere più rigida.

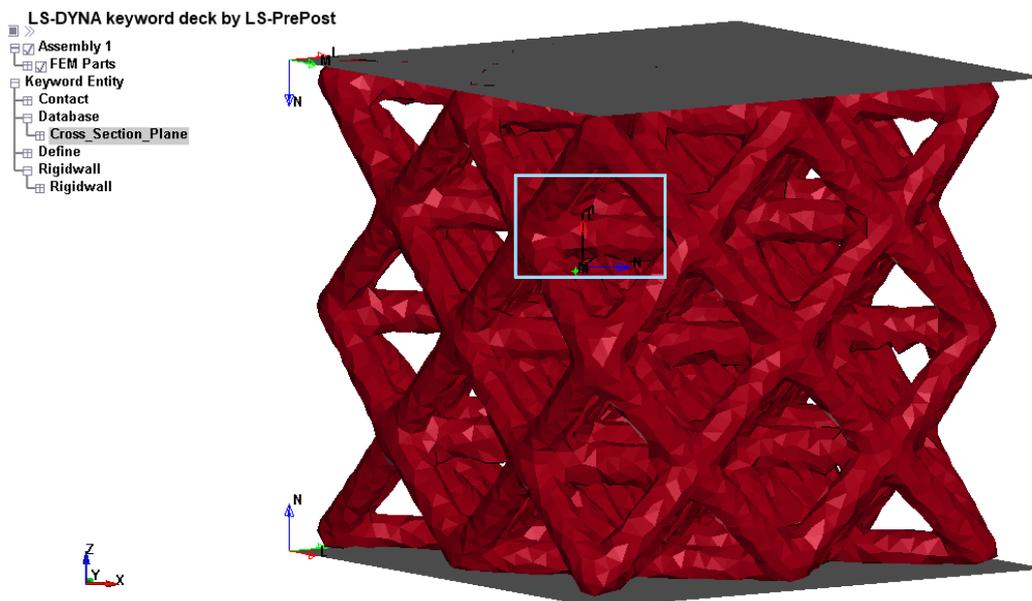
In ogni caso, il primo passo consiste nel misurare la forza che agisce sulla singola *beam* presa in considerazione ed è possibile calcolare questi valori tramite LS-Dyna, usando la solita *keyword* *CROSS_SECTION_PLANE sul modello FEM "reale" della cella lattice, la quale crea una sezione che misura la forza agente sulla superficie tagliata (altro motivo per cui è stato importante segnarsi la posizione esatta di ogni *beam* estratta dal modello ricostruito tramite micro-CT).

Si ricorda che la keyword `*CROSS_SECTION_PLANE` necessita dell'aggiunta del file *Ascii* "SECFORC" all'interno della keyword `*DATABASE_ASCII_option` per poter visualizzare i risultati nel file "*d3plot*" e permette di calcolare la forza che agisce su una superficie che viene identificata scrivendo, nelle apposite caselle, le coordinate della testa e della coda del vettore normale N alla superficie e la testa del vettore laterale L , ortogonale al vettore N e quindi giacente sulla superficie stessa.

Ovviamente il vettore normale deve essere parallelo all'asse della *beam* considerata e quindi, per comodità, la cella lattice è stata ruotata di 45° intorno all'asse z in senso orario oppure antiorario, in modo da orientare l'asse della *beam* che si sta sezionando, nella direzione dell'asse x per le *beam* orizzontali (come si può notare in *Figura 46*, in cui è possibile vedere come di conseguenza sia siano stati ruotati anche i *rigidwall*).

Invece, bisogna far attenzione nell'inserimento delle coordinate e dei segni dei due vettori N e L che identificano il `*CROSS_SECTION_PLANE`, perché le direzioni dei vettori che identificano la sezione dovranno essere concordi agli assi coordinati (come si può notare in *Figura 47* a pagina successiva per un esempio di *beam* verticale) in modo che anche il segno delle componenti della forza misurata sia coerente e si possa considerare le componenti negative come forze di compressione, mentre quelle positive come forze di trazione.

Infine, è giusto sottolineare che non risulta importante la posizione della sezione lungo la lunghezza della *beam* perché la forza che agisce su di essa è costante lungo tutta la lunghezza assiale.



*Figura 46. *CROSS_SECTION_PLANE per una beam orizzontale*

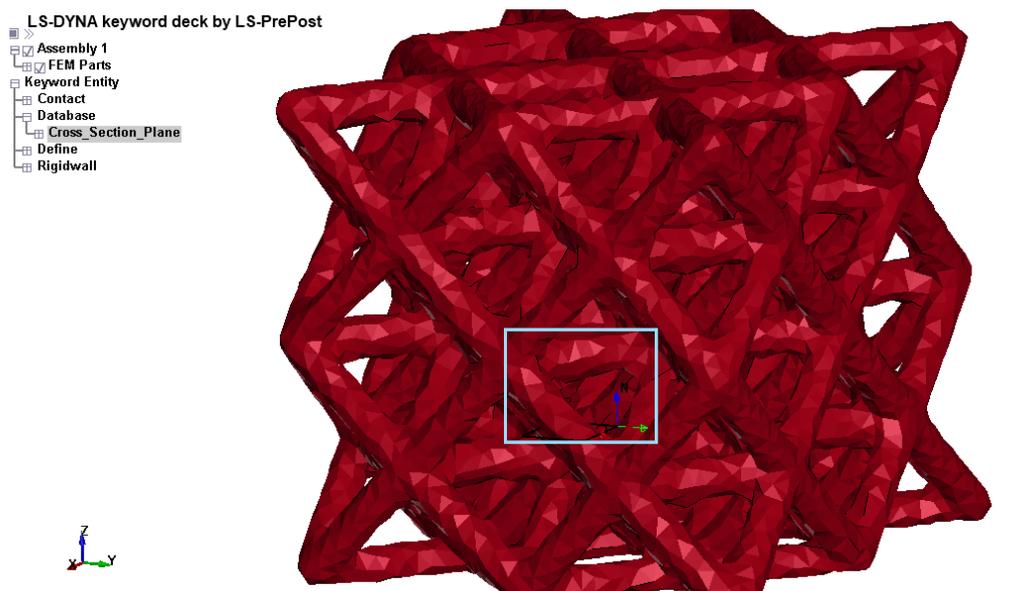


Figura 47. *CROSS_SECTION_PLANE per una beam verticale

I valori delle forze misurate tramite *CROSS_SECTION_PLANE, posizionata di volta in volta in corrispondenza della *beam* che si sta prendendo in considerazione, quando il provino è soggetto ad una forza di 4 kN, sono riassunti nella *Tabella 8* per le *beam* orizzontali (da 1 a 5) e in *Tabella 9*, a pagina successiva, per quelle verticali (da 6 a 10) usando per gli elementi le due diverse formulazioni che hanno dimostrato avere migliore corrispondenza con i risultati sperimentali, ossia la formulazione 13 (“1 point nodal pressure tetrahedron”) e la 18 (“8 point enhanced strain solid solid element for linear statics only”) che hanno buona corrispondenza rispettivamente con le analisi DIC e con la curva sperimentale. Si noti che, soprattutto per le *beam* orizzontali, la forza misurata risulta maggiore con la formulazione 13 perché, come visto graficamente nel confronto tra le rigidezze, in quel caso la struttura risulta più rigida.

Tabella 8. Forza agente sulle beam orizzontali, misurata tramite *CROSS_SECTION_PLANE

RISULTATI FORZA [N]	Beam 1	Beam 2	Beam 3	Beam 4	Beam 5
Formulazione 13	99.6	139	102	166	145
Formulazione 18	55.1	125	80.5	126	120

Tabella 9. Forza agente sulle *beam* verticali, misurata tramite *CROSS_SECTION_PLANE

RISULTATI FORZA [N]	<i>Beam 6</i>	<i>Beam 7</i>	<i>Beam 8</i>	<i>Beam 9</i>	<i>Beam 10</i>
Formulazione 13	44.7	107	170	135	119
Formulazione 18	61.0	109	149	125	124

7.4 Modello LS-Dyna delle *beam* 3D “reali” da micro-CT

Il passo successivo di questa analisi consiste nell’applicare le forze misurate nel punto precedente alle corrispondenti *beam* in un modello agli elementi finiti, realizzato sempre su LS-Dyna, e utilizzare i corrispondenti spostamenti (che sono visibili nei risultati della simulazione) per calcolare la rigidità delle *beam* importate direttamente dalla ricostruzione della struttura tramite micro-CT. A tali modelli è stato assegnato il nome di *beam* “reali” perché preservano la rugosità superficiale che è stato possibile osservare e ricostruire grazie all’accuratezza dell’ordine del micron dell’analisi micro-CT.

In merito alle *keyword* usate per i modelli delle *beam* orizzontali e verticali, si riporta sotto un elenco specifico delle *keyword* più importanti in cui sono anche evidenziate le differenze tra le due orientazioni (non sono state riportate le *keyword* del materiale, che risulta sempre avere le stesse proprietà meccaniche, le *keyword* degli elementi e dei nodi che sono creati automaticamente da LS-Dyna avendo importate un modello già “*meshato*” e neanche la *keyword* sulla formulazione degli elementi perché saranno utilizzate sempre la formulazione 13 e la 18 per questa analisi).

- *BOUNDARY_SPC_SET: dopo aver definito due set di nodi nelle due sezioni estreme della *beam* tramite il comando facilitato “*Create Entity*”, uno dei due set è stato vincolato nel grado di libertà lungo l’asse della *beam* stessa tramite questa *keyword*. Si noti che per comodità si sono ruotate le *beam* orizzontali di 45° rispetto all’asse z così che l’asse della *beam* coincida con l’asse x del sistema di riferimento (come riportato in *Figura 48* a pagina successiva); invece quelle verticali sono state ruotate di 45° rispetto all’asse y per far coincidere l’asse della *beam* con l’asse z del sistema di riferimento (come riportato in *Figura 49* a pagina successiva).
- *CONTROL_TERMINATION: in questa *keyword* è necessario indicare un tempo finale unitario nella casella ENDTIM, visto che l’analisi in implicito ha solo due stati

temporali, quello iniziale e quello finale (si è scelto di effettuare le analisi in implicito, visto la maggior celerità nel calcolo).

- ***DATABASE_CROSS_SECTION**: si è scelto di aggiungere una sezione ortogonale all'asse della *beam* circa in mezzeria per misurare la forza agente sulla *beam* e controllare che il carico sia effettivamente quello desiderato (si ricorda che tale valore di forza era stato calcolato tramite la *keyword* ***CROSS_SECTION_PLANE** nel modello della struttura lattice completa).
- ***DEFINE_CURVE**: si tratta della curva di carico che sarà applicata al modello nella *keyword* ***LOAD** ed essendo sempre in campo lineare-elastico, sarà utilizzata una retta uscente dall'origine e passante per il punto che ha ordinata pari al carico misurato sulla *beam* nel modello della cella lattice intera tramite ***CROSS_SECTION_PLANE** e diviso per il numero di nodi della sezione estrema a cui è applicata la forza.
- ***INCLUDE**: per impostare un'analisi statico-lineare in implicito sul software LS-Dyna è necessario anzitutto includere in questa *keyword* il percorso dei seguenti pacchetti che aggiungeranno delle *keyword* di controllo necessarie in questa tipologia di analisi, ossia i pacchetti “*database_cards_static.key*” e “*control_cards_static.key*”.
- ***LOAD_NOAD_SET**: tramite questa *keyword* è possibile applicare il carico nella faccia della *beam* non vincolata, ossia sul set di nodi che non è stato utilizzato per la *keyword* ***BOUNDARY_SPC_SET**. Si noti, come riportato rispettivamente in *Figura 48* e in *Figura 49* (a pagina successiva), che si tratta di un carico di trazione per le *beam* orizzontali; invece, è un carico di compressione per le *beam* verticali (quindi nel software bisognerà cambiare il segno inserendo un meno nella casella *SF* all'interno di questa *keyword*).



Figura 48. Esempio modello LS-Dyna di una beam orizzontale da micro-CT

7.4 Modello LS-Dyna delle *beam* 3D “reali” da micro-CT



Figura 49. Esempio modello LS-Dyna di una *beam* verticale da micro-CT

Un aspetto importante da chiarire riguarda la differenza più significativa tra il modello delle *beam* orizzontali e verticali, che sarebbe il segno del carico che è di trazione per le prime e di compressione per le seconde. Tali scelte sono coerenti con i risultati ottenuti dalle simulazioni della struttura lattice intera. Infatti, analizzando le deformazioni, dopo aver opportunamente ruotato la cella di 45° rispetto all'asse z per avere le *beam* orientate nelle direzioni degli assi coordinati x e y del sistema di riferimento globale, queste risultano positive per le *beam* orizzontali (come visibile in *Figura 50.a* per le deformazioni in direzione x e *Figura 50.b* per le deformazioni in direzione y) che quindi sono proprio in trazione e negative per le *beam* verticali (come visibile in *Figura 50.c* a pagina successiva per le deformazioni in direzione z) che risultano in compressione. Un'ulteriore conferma deriva dalle componenti delle forze misurate tramite *CROSS_SECTION_PLANE che hanno i segni coerenti con quanto già detto.

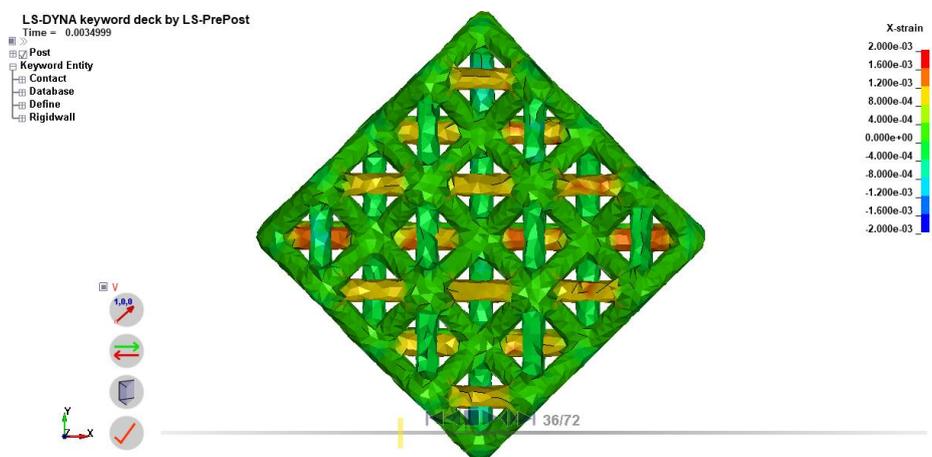


Figura 50.a) Deformazioni in direzione X positive e quindi *beam* orizzontali con asse parallelo ad X in trazione

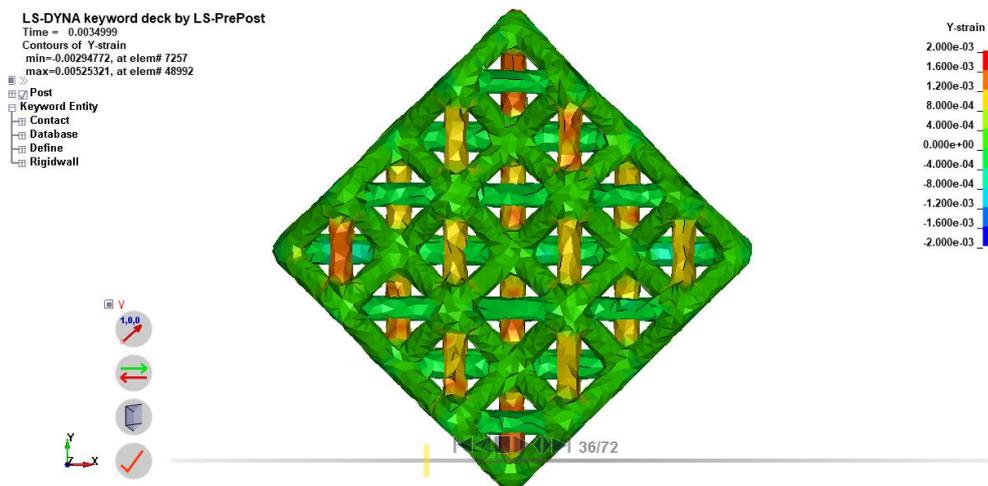


Figura 50.b) Deformazioni in direzione Y positive e quindi beam orizzontali con asse parallelo ad Y in trazione

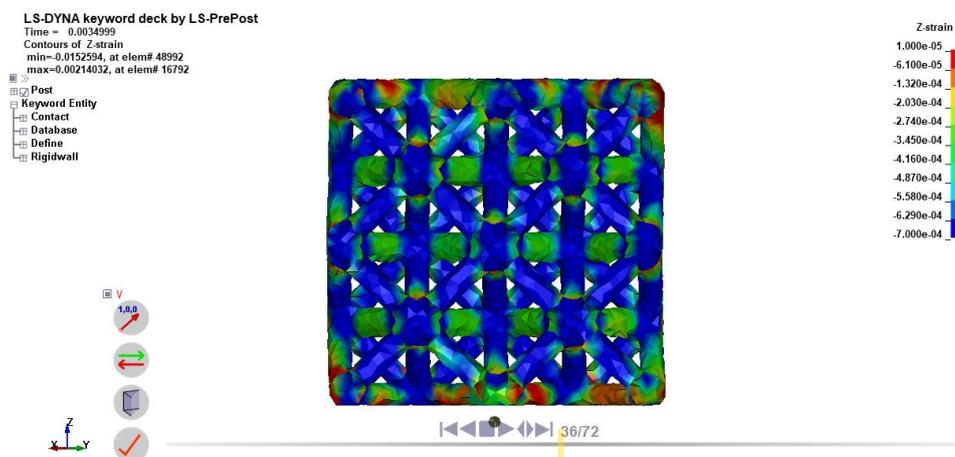


Figura 50.c) Deformazioni in direzione Z negative e quindi beam verticali in compressione

Anche da un punto di vista intuitivo era prevedibile come comportamento visto che il provino è caricato verticalmente a compressione e quindi le *beam* verticali si accorceranno, mentre quelle orizzontali si allungheranno perché sono in trazione per effetto della compressione, la quale tende a far “spanciare” il provino; questo movimento viene "impedito" dalle *beam* orizzontali che dunque lavorano per trazione.

7.5 Calcolo del diametro equivalente iniziale

Dopo aver svolto le simulazioni delle *beam* “reali” importate direttamente dal modello ricostruito tramite micro-CT con la loro rugosità superficiale originale, bisogna procedere con la realizzazione dei modelli “ideali” disegnati con l’ausilio di software di modellazione 3D e aventi superfici perfettamente lisce e prive di difetti superficiali.

La prima domanda che ci si pone nel disegnare queste barre cilindriche è ovviamente quasi dimensioni utilizzare, perché se per la lunghezza longitudinale non vi sono dubbi visto che essa sarà la stessa delle *beam* “reali” da micro-CT (ossia di 1,5 mm per le *beam* 1 e 2, mentre di 2 mm per le altre), il problema è invece quale valore usare per la dimensione del diametro del cerchio di base visto che, come si è già potuto notare nella *beam* orizzontale riportata qualche pagina prima in *Figura 48*, la sezione trasversale è tutt’altro che di forma circolare come dovrebbe essere. Per ovviare a questa problematica, si è deciso di calcolare un valore di diametro equivalente iniziale, ossia il valore di diametro che avrebbe una barra cilindrica ideale avente lo stesso volume e la stessa lunghezza assiale della *beam* “reale” da micro-CT e che fungerà da punto di partenza per i prossimi calcoli. Questo calcolo è stato effettuato per ciascuna delle *beam* estratte dal modello originale grazie al fatto che il volume può essere facilmente calcolato direttamente dal software LS-Dyna come volume totale degli elementi finiti in cui è stata suddivisa la *beam* presa in considerazione.

Si riporta dunque in *Tabella 10* per le *beam* orizzontali e in *Tabella 11* per quelle verticali tutti i risultati ottenuti per ciascun modello e che serviranno poi nei passaggi successivi descritti nei paragrafi a seguire. Si noti come già i diametri equivalenti di partenza siano diversi tra loro e diversi anche dal valore nominale di 1,5 mm che dovrebbero avere tutte le *beam* in teoria, a conferma dei limiti di precisione delle tecniche di stampa 3D e della necessità di un’analisi di questo tipo per determinare le reali proprietà meccaniche del provino.

Tabella 10. Valori di volume, lunghezza assiale e diametro equivalente iniziale per le beam orizzontali

	<i>Beam 1</i>	<i>Beam 2</i>	<i>Beam 3</i>	<i>Beam 4</i>	<i>Beam 5</i>
Volume [mm³]	2,623	2,667	3,611	3,656	3,627
Lunghezza assiale [mm]	1,5	1,5	2,0	2,0	2,0
Diametro equivalente iniziale [mm]	1,492	1,505	1,516	1,526	1,519

Tabella 11. Valori di volume, lunghezza assiale e diametro equivalente iniziale per le beam verticali

	<i>Beam 6</i>	<i>Beam 7</i>	<i>Beam 8</i>	<i>Beam 9</i>	<i>Beam 10</i>
Volume [mm³]	3,185	3,270	3,292	3,104	3,216
Lunghezza assiale [mm]	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0
Diametro equivalente iniziale [mm]	1,424	1,443	1,448	1,406	1,431

7.6 Modello LS-Dyna per le barre 3D circolari “ideali” e *beam* 1D

Per quanto riguarda la scelta dei modelli “ideali” con cui confrontare i risultati dei modelli “reali” da micro-CT, si è deciso di seguire due possibili alternative. La prima è una barra cilindrica 3D che ha ovviamente lunghezza assiale e diametro equivalente pari a quelli della *beam* “reale” corrispondente, mentre la seconda scelta consiste in un modello di *beam* 1D che sfrutta la *keyword* apposita di LS-Dyna *SECTION_BEAM (come si era già optato per il modello “semplificato” dell’intera cella lattice), in cui bisogna specificare il diametro interno ed esterno della *beam* 1D pari sempre al diametro equivalente calcolato in precedenza per ogni singolo modello analizzato.

Per la realizzazione delle barre cilindriche si è usato il software di modellazione CAD tridimensionale “open source” *Onshape*, che permette anche di esportare il modello CAD in un formato leggibile da altri software e si è scelto sempre di salvarlo nel formato “.step”. Quest’ultimo file è stato poi importato nel software *HyperMesh* per realizzarne una mesh tetraedrica con dimensione massima di 0.1 mm che, dopo diversi tentativi, è risultato essere un buon compromesso per avere un numero di elementi abbastanza alto da garantire una buona accuratezza dei risultati, ma non troppo alto da allungare inutilmente i tempi di calcolo. Una volta esportato il file nel formato “.key”, si può importare all’interno di LS-Dyna e procedere con l’aggiunta delle *keyword* necessarie a definire le condizioni di carichi e vincoli del modello. Quest’ultime risulteranno essere del tutto analoghe al modello di *beam* 3D “reale” da micro-CT e per questo non saranno nuovamente riportate, ma si sottolinea solo l’accortezza di aver inserito, all’interno della *keyword* *DEFINE_CURVE, un valore finale della retta uscente dall’origine, che descrive la curva di carico nel campo lineare-elastico, che risulta differente perché la faccia della barra su cui è suddiviso il carico totale (che è lo stesso del modello “reale” da micro-CT) ha un numero diverso di nodi, avendo una mesh differente (si è comunque sempre verificato la corretta applicazione del valore del carico a posteriori dopo la simulazione, grazie all’ausilio della *keyword* *CROSS_SECTION_PLANE).

Il modello della barra cilindrica 3D “ideale” è stato sempre orientato con l’asse longitudinale parallelo all’asse *x* ed un carico distribuito di trazione per le *beam* orizzontali (come si può notare in *Figura 51*) e con l’asse longitudinale parallelo all’asse *z* ed un carico distribuito di compressione per le *beam* verticali, sempre per ragioni di comodità di lettura e rappresentazione dei risultati.

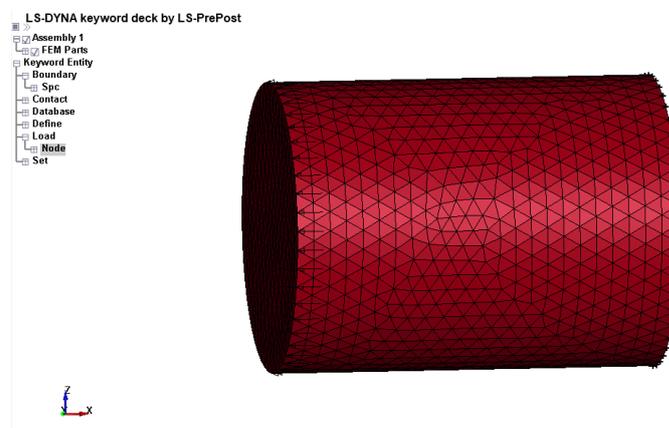


Figura 51. Modello LS-Dyna di barra cilindrica “ideale” con diametro equivalente di una *beam* orizzontale

Il secondo modello “ideale” preso in considerazione per il confronto con i modelli “reali” è il modello di *beam* 1D che risulta essere quello più semplificato e presenta alcune differenze nelle *keyword* usate rispetto ai casi in precedenti, differenze che saranno brevemente elencate.

- *BOUNDARY_SPC_NODE: trattandosi di una *beam* 1D, avrà solamente due nodi estremi e quindi uno dei due sarà vincolato con questa *keyword*, bloccando sempre e solo il grado di libertà in direzione assiale della *beam*; in particolare in direzione *x* per il modello 1D di *beam* orizzontale, in direzione *z* per il modello verticale.
- *CONTROL_TERMINATION: in questa *keyword* è necessario indicare un tempo finale unitario nella casella ENDTIM, visto che l’analisi in implicito ha solo due stati temporali, quello iniziale e quello finale (si è scelto di effettuare nuovamente le analisi in implicito, visto la maggior celerità nel calcolo).
- *DEFINE_CURVE: si tratta della curva di carico che sarà applicata al modello nella *keyword* *LOAD ed essendo considerata sempre solo in campo lineare-elastico, sarà utilizzata una retta uscente dall’origine e passante per il punto che ha valore pari al carico misurato sulla *beam* che si è calcolato nel modello della cella lattice intera tramite *CROSS_SECTION_PLANE (in questo caso essendoci poi un solo nodo di applicazione della forza, si applicherà direttamente il valore totale del carico).
- *ELEMENT_BEAM: tra le novità in termini di *keyword* di questo modello 1D ci sta ovviamente la tipologia di elemento usato; infatti, nei modelli 3D si importava una geometria già “*meshata*” e dunque LS-Dyna riconosceva gli elementi tetraedrici e creava automaticamente la *keyword* *ELEMENT_SOLID, invece in questo caso si sta creando direttamente su LS-Dyna un elemento 1D di tipo “*beam*” e quindi si usa questa *keyword* che necessita l’inserimento tramite ID (il numero identificativo) dei nodi estremi della *beam* 1D che si vuole creare.
- *INCLUDE: per impostare un’analisi statico-lineare in implicito sul software LS-Dyna è necessario anzitutto includere in questa *keyword* il percorso dei seguenti pacchetti che aggiungeranno delle *keyword* di controllo necessarie in questa tipologia di analisi, ossia i pacchetti “*database_cards_static.key*” e “*control_cards_static.key*”.
- *LOAD_NODE_POINT: per quanto riguarda il carico, esso sarà applicato tramite questa *keyword* sul nodo non vincolato, sempre nella direzione *x* per i modelli di *beam* orizzontali che sono caricati a trazione (come visto nel caso 3D), invece nella direzione opposta all’asse *z* per i modelli di *beam* verticali che sono caricati a compressione. Bisogna inoltre indicare l’ID della curva di carico (che è stata definita nella *keyword* *DEFINE_CURVE) nell’apposita casella *LCID*.
- *MAT_ELASTIC: solite caratteristiche elastiche dell’alluminio stampato tramite tecniche di fabbricazione additiva (si rimanda alle specifiche già riportate in *tabella 2*).
- *NODE_NODE: per definire l’elemento *beam* 1D è necessario creare i due nodi estremi tramite questa *keyword* che permette di inserire le coordinate degli stessi. In particolare, si è scelto l’origine del sistema di riferimento per un nodo estremo e per le *beam* 1D orizzontali l’altro nodo ha coordinata *x* pari alla lunghezza assiale della *beam* 3D

corrispondente (le altre coordinate sono sempre nulle), mentre per la *beam* verticale è ovviamente la coordinata *z* ad essere pari alla lunghezza assiale (con le altre due coordinate nulle).

- *PART: si tratta di una *keyword* creata automaticamente da LS-Dyna che deve essere però compilata inserendo nelle apposite caselle gli ID della tipologia di elemento scelto e del materiale, altrimenti il software non assegnerà nessuna delle due alla parte in esame e il solutore non troverà la corretta soluzione.
- *SECTION_BEAM: anche per gli elementi *beam* 1D come per gli elementi finiti tetraedrici, è necessario scegliere una formulazione e si è deciso di lasciare quella già consigliata di default, ossia la formulazione 1, la cui descrizione risulta essere «Hughes-Liu with cross section integration». Questa *keyword* è di fondamentale importanza, anche perché contiene le caselle *TS1* e *TS2* in cui inserire rispettivamente il diametro nominale dell'elemento *beam* 1D in corrispondenza del nodo 1 e del nodo 2. Questi saranno anche i valori che verranno cambiati nel calcolo iterativo di cui si parlerà nei paragrafi successivi.

Una volta inserite correttamente tutte le *keyword* appena elencate, l'elemento *beam* 1D apparirà come riportato in *Figura 52* per il caso delle *beam* orizzontali in cui sono rappresentati anche i simboli del carico di trazione su un nodo e del vincolo sull'altro nodo (quelle verticali saranno del tutto simili, con le differenze già discusse in precedenza).

LS-DYNA keyword deck by LS-PrePost

- >>
- Assembly 1
- FEM Parts
- Keyword Entity
 - Boundary
 - Spc
 - Contact
 - Define
 - Load
 - Node



Figura 52. Modello LS-Dyna di una *beam* 1D orizzontale con simboli dei carichi e vincoli

7.7 Prove con tipologie diverse di simulazioni su una *beam* 1D

Prima di procedere con l'analisi dei risultati delle simulazioni e con i confronti tra i vari modelli di *beam* "reali" e "ideali", è risultato necessario effettuare delle prove sulla stessa *beam* (in particolare, è stata scelta casualmente la *beam* orizzontale numero 3) per comprendere quanto i vari parametri fondamentali, quali la tipologia di simulazione e la formulazione degli elementi finiti, abbiano avuto influenza sul valore della rigidità del modello preso in considerazione.

Anzitutto bisogna specificare che la rigidità è stata calcolata per i modelli di *beam* 3D come rapporto della forza applicata (solito valore che era stato trovato grazie all'ausilio della keyword *CROSS_SECTION_PLANE inserita per la *beam* d'interesse nel modello della struttura lattice intera) diviso il valore medio degli spostamenti lungo la direzione parallela all'asse della *beam* (in questo caso è orizzontale e quindi lungo l'asse x) della sezione a cui è applicato il carico. Invece, per i modelli di *beam* 1D, la rigidità è stata calcolata sempre dal rapporto della forza applicata diviso lo spostamento dell'unico nodo non vincolato.

I parametri variati in queste prove sono stati le due formulazioni che finora hanno avuto i migliori riscontri sperimentali per le *beam* 3D, ossia la formulazione 13 e la 18, e la tipologia di simulazione visto che, per comodità (tempi di calcolo più veloci), era stata scelta a priori un'analisi in implicito quasi-statica con soli due istanti temporali iniziale e finale, ma si potrebbe utilizzare anche un'analisi in esplicito con l'evoluzione temporale calcolata in diversi istanti temporali distanti tra loro di un intervallo pari al *timestep* scelto (si ricorda che il *timestep* deve essere scelto in modo da soddisfare la condizione di "quasi-staticità" con un'energia cinetica trascurabile rispetto a quella interna). I valori di rigidità ottenuti sono riportati in *Tabella 12*. Si noti dai risultati riportati, come le analisi in implicito abbiano piccole differenze trascurabili di valori di rigidità rispetto alle corrispondenti analisi in esplicito per il modello di *beam* 1D, mentre abbiano addirittura lo stesso identico valore con la formulazione 13, il che significa che è equivalente usare una tipologia di analisi piuttosto che un'altra, invece ci sia una differenza significativa per la formulazione 18. Per concludere, le analisi successive per ogni singola *beam* saranno effettuate in implicito, visto che risulta più veloce, e usando la formulazione 13.

Tabella 12. Valori di rigidità per i diversi modelli 3D e 1D ottenuti con analisi in implicito ed esplicito

Rigidità [N/mm]	Beam 1D (EQ. 1)	Beam 3D micro-CT (EQ. 13)	Beam 3D micro-CT (EQ. 18)	Barra 3D ideale (EQ. 13)	Barra 3D ideale (EQ. 18)
Implicito	61923	59814	59630	60949	60985
Esplicito	60075	59814	22423	60949	22934

7.8 Analisi risultati delle simulazioni e calcolo dei diametri equivalenti finali

Dopo aver visionato tutti le tipologie di modelli utilizzati in questa analisi e aver verificato che aver scelto di procedere con simulazioni in implicito con la formulazione 13 non altera i risultati, si può procedere con la descrizione del procedimento interamente seguito nel calcolo iterativo per raggiungere l'obiettivo che si era prefissato, ossia trovare un diametro equivalente di un modello "ideale" senza difetti superficiali che si comporti meccanicamente allo stesso modo, in termini di rigidità, del corrispondente modello di *beam* "reale" estrapolato dall'intera struttura ricostruita tramite micro-CT.

Riassumendo i passaggi seguiti nell'analisi, nell'ordine si è seguito il seguente procedimento:

1. Il primo passo consiste nel calcolo della rigidità delle *beam* "reali" da micro-CT, calcolata come rapporto tra il carico applicato (sarebbe sempre la forza trovata tramite *CROSS_SECTION_PLANE nel modello intero in corrispondenza della *beam* che si sta considerando) diviso lo spostamento assiale medio della sezione su cui è applicato il carico. Per calcolare tale spostamento è necessario aprire i risultati della simulazione svolta all'interno del *Pre-Post* di LS-Dyna, selezionare all'interno dell'icona FEM l'opzione *Post*, poi l'icona *History* in cui è possibile selezionare tutti i nodi della sezione d'interesse (quella in cui è applicato il carico) e rappresentare l'andamento del tempo dello spostamento nella direzione lungo l'asse della *beam* (che sarebbe l'asse *x* per quelle orizzontali, l'asse *z* per quelle verticali); infine, è possibile usare la funzione "*average*" per trovare l'andamento medio e nell'istante finale, essendo tutte simulazioni in implicito a soli due istanti temporali, c'è il valore d'interesse. Tali valori sono riportati nella prima riga della *tabella 11* per le *beam* orizzontali e prima riga della *tabella 12* per le *beam* verticali a pagina successiva.
2. L'altro valore necessario per procedere con l'analisi è un diametro di partenza da assegnare come valore nominale per i modelli di *beam* "ideali" perfettamente lisci; infatti, si è visto come la forma della sezione trasversale delle *beam* reali sia tutt'altro che circolare, ma quasi più simile ad un'ellisse a causa di tutte le asperità superficiali presenti. Si è deciso allora di procedere col calcolo di un diametro equivalente iniziale dal valore del volume della *beam* (valore calcolato direttamente da LS-Dyna come somma dei volumi dei singoli elementi in cui è stato suddiviso il modello), nota la lunghezza della *beam* stessa. Il diametro equivalente iniziale è riportato nella seconda riga della *tabella 11* per le *beam* orizzontali e seconda riga della *tabella 12* per le *beam* verticali a pagina successiva.
3. Si procede con la simulazione dei modelli "ideali", calcolando dapprima la rigidità di una barra cilindrica 3D "ideale", che ha diametro pari al diametro equivalente iniziale, rigidità espressa sempre come rapporto della forza applicata alla sezione estrema non vincolata, diviso lo spostamento assiale medio dei nodi di tale sezione, visibile nei risultati delle simulazioni. La rigidità delle barre cilindriche 3D "ideali" è riportata nella terza riga della *tabella 11* per le *beam* orizzontali e terza riga della *tabella 12* per le *beam* verticali a pagina successiva. Si noti che la rigidità delle barre 3D "ideali" è sempre maggiore di quelle delle corrispondenti *beam* "reali" da micro-CT.

7.8 Analisi risultati delle simulazioni e calcolo dei diametri equivalenti finali

4. In seguito, si è calcolato la rigidezza anche del secondo modello ideale di confronto, ossia la *beam* 1D, che ha diametro nominale pari al diametro equivalente iniziale e in questo caso la rigidezza è data dal rapporto della forza diviso lo spostamento assiale dell'unico nodo non vincolato su cui è applicato il carico. La rigidezza delle *beam* 1D "ideali" è riportata nella quarta riga della *tabella 11* per le *beam* orizzontali e quarta riga della *tabella 12* per le *beam* verticali a pagina successiva. Si può notare come il modello "ideale" 1D abbia rigidezza quasi uguale al modello "ideale" 3D e quindi per comodità tra i due sarà preso in considerazione il modello della *beam* 1D perché è più semplificato e soprattutto permette di sostituire facilmente i valori di tentativo del diametro nelle varie iterazioni visto che si inserisce direttamente nelle apposite caselle *TS1* e *TS2* della *keyword* *SECTION_BEAM.
5. Per finire, si procede col calcolo iterativo vero e proprio, sostituendo per ogni *beam* 1D "ideale" il valore del diametro che renda la sua rigidezza uguale al valore della *beam* "reale" da micro-CT. I valori finali del diametro equivalente inserito per avere la stessa rigidezza tra le due tipologie di modello, sono riportati nella quinta riga della *Tabella 13* per le *beam* orizzontali e quinta riga della *Tabella 14* per le *beam* verticali a pagina successiva. Si noti che, siccome il modello delle *beam* 1D "ideali" risulta più rigido delle rispettive *beam* "reali" da micro-CT, bisogna effettivamente **diminuire** il diametro del modello equivalente 1D per far tornare i valori di rigidezza e quindi, come si era previsto all'inizio di queste analisi, nelle *beam* "reali" da micro-CT c'è effettivamente del materiale che "non si deforma" in campo elastico. Inoltre, in alcune *beam*, si nota una diminuzione del diametro più marcata, come nelle *beam* orizzontali che presentano una maggiore rugosità superficiale di quelle verticali, come sarà ancora più visibile nei confronti grafici riportati nelle pagine successive da *Figura 53.a* a *Figura 53.e* per le *beam* orizzontali e da *Figura 54.a* a *Figura 54.e* per quelle verticali.

Tabella 13. Valori delle rigidezze e dei diametri equivalenti per le *beam* orizzontali

<u>BEAM ORIZZONTALI</u>	<i>Beam 1</i>	<i>Beam 2</i>	<i>Beam 3</i>	<i>Beam 4</i>	<i>Beam 5</i>
Rigidezza <i>beam</i> da micro-CT [N/mm]	77209	75135	58621	61710	59671
Diametro equivalente INIZIALE [mm]	1,492	1,505	1,516	1,526	1,519
Rigidezza barre 3D ideali [N/mm]	79048	80347	60949	62406	61702
Rigidezza <i>beam</i> 1D ideali [N/mm]	80323	81765	61923	63118	62500
Diametro equivalente FINALE [mm]	1,460	1,443	1,470	1,510	1,483

Tabella 14. Valori delle rigidzze e dei diametri equivalenti per le beam verticali

<u>BEAM VERTICALI</u>	Beam 6	Beam 7	Beam 8	Beam 9	Beam 10
Rigidezza beam da micro-CT [N/mm]	53986	54872	54313	51527	54338
Diametro equivalente INIZIALE [mm]	1,424	1,443	1,448	1,406	1,431
Rigidezza barre 3D ideali [N/mm]	54248	55729	55921	52734	54587
Rigidezza beam 1D ideali [N/mm]	54982	56316	56856	53571	55607
Diametro equivalente FINALE [mm]	1,410	1,423	1,415	1,380	1,417

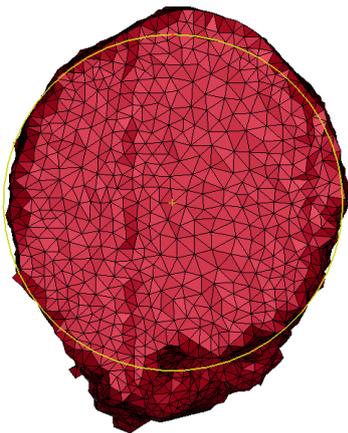


Figura 53.a) D_{eq} beam 1

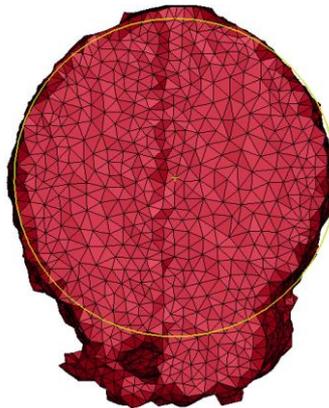


Figura 53.b) D_{eq} beam 2

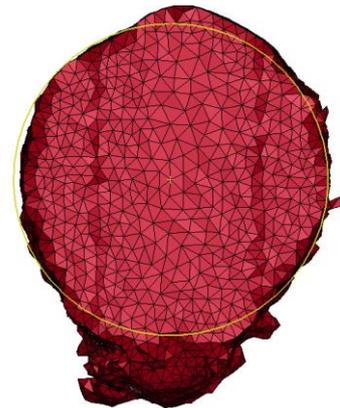


Figura 53.c) D_{eq} beam 3

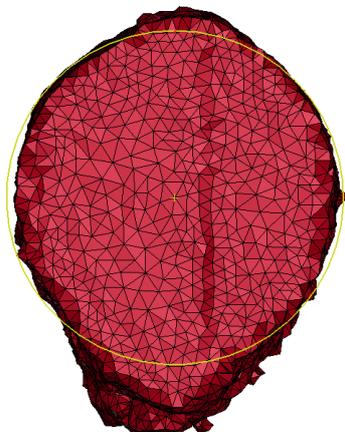


Figura 53.d) D_{eq} beam 4

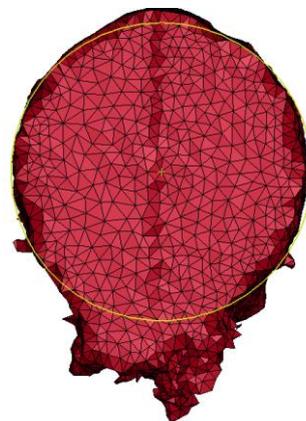


Figura 53.e) D_{eq} beam 5

7.8 Analisi risultati delle simulazioni e calcolo dei diametri equivalenti finali

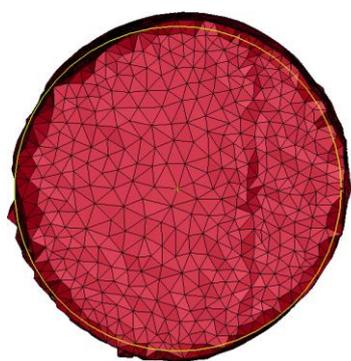


Figura 54.a) D_{eq} beam 6

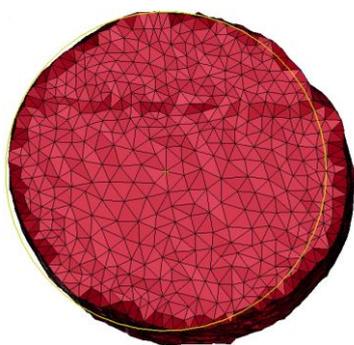


Figura 54.b) D_{eq} beam 7

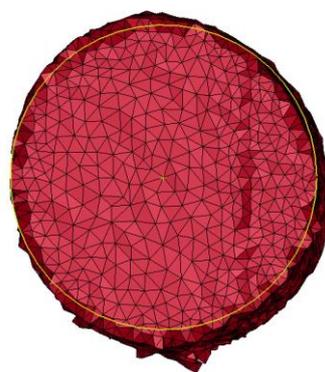


Figura 54.c) D_{eq} beam 8

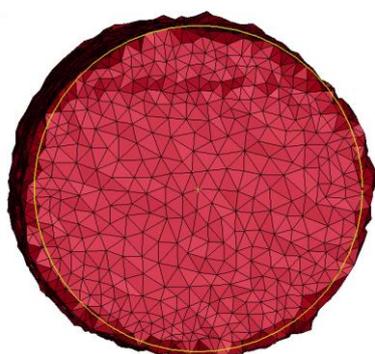


Figura 54.d) D_{eq} beam 9

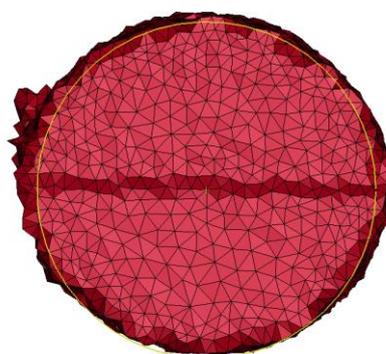


Figura 54.e) D_{eq} beam 10

Capitolo 8

Analisi statistica delle *beam* tramite la densità di energia di deformazione

8.1 Definizione di “*strain energy density*”

Un tipo di analisi differente che può confermare i risultati, ottenuti in quella precedente, in merito alla mancata partecipazione alla deformazione elastica degli elementi appartenenti alle zone di rugosità superficiale, è un’analisi di tipo statistico che prende in considerazione la densità di energia di deformazione degli elementi stessi.

Data una trave elastica soggetta ad un carico mono assiale P_1 che si deforma di una quantità x_1 , come riportato nel grafico carico-deformazione in *Figura 55* (fonte immagine: sito web “*Engineering Archives*”), con energia di deformazione U (in inglese “*strain energy*”) si intende il lavoro totale compiuto per deformare il corpo della quantità x_1 che graficamente sarebbe l’area sottesa dalla curva evidenziata in rosso.

Da un punto di vista analitico, l’energia di deformazione sarà ovviamente un integrale del lavoro infinitesimo $dU = P dx$, integrale di semplice risoluzione nel caso di carico mono assiale perché, rimanendo in campo elastico-lineare, il carico risulta direttamente proporzionale alla deformazione $P = kx$, il cui valore sarà pari a:

$$U = \int_0^{x_1} P dx = \int_0^{x_1} kx dx = \frac{1}{2} P_1 x_1 \quad (3)$$

La grandezza appena introdotta vale per un’analisi macroscopica in termini di forza-spostamento, ma si può utilizzare in alternativa la corrispondente grandezza microscopica in termini di *stress-strain* che prende il nome proprio di densità di energia di deformazione u (in inglese “*strain energy density*”) pari al valore dell’energia di deformazione sull’unità di volume.

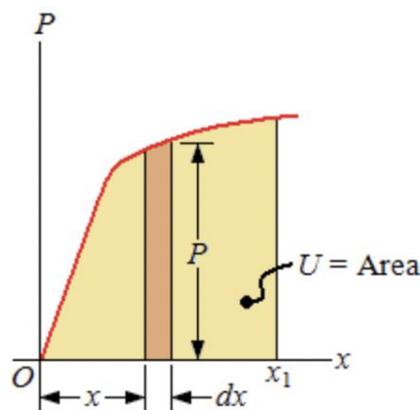


Figura 55. Grafico carico-deformazione con visualizzazione grafica della “*strain energy density*”
(fonte immagine: sito web “*Engineering Archives*”)

8.1 Definizione di “strain energy density”

Se si considera il volume come prodotto della lunghezza L della trave per l'area A della sezione trasversale, si nota che è possibile passare proprio alle grandezze microscopiche sopra citate, in particolare la tensione vale $\sigma_x = P/A$ e la deformazione vale $\varepsilon_x = x/L$.

Dunque, sostituendo le espressioni appena introdotte nella definizione della densità di energia di deformazione e ricordandosi che in campo lineare-elastico vale la legge di Hooke $\sigma_x = E\varepsilon_x$, si ottiene la seguente espressione di *strain energy density*:

$$u = \frac{U}{V} = \int_0^{\varepsilon_1} E \varepsilon_x d\varepsilon_x = \frac{1}{2} E \varepsilon_x^2 = \frac{\sigma_x^2}{2E} \quad (4)$$

8.2 Andamento *strain energy density* nel modello LS-Dyna

Da un punto di vista pratico, la *strain energy density* risulta un indicatore di quanto “lavoro di deformazione” abbia subito quel particolare elemento e nel provino in esame può rivelarsi un ottimo strumento per capire se un elemento ha partecipato più o meno attivamente alla deformazione complessiva della struttura e quindi permette di vedere se effettivamente le zone di rugosità superficiale delle *beam* reali si deformino o meno.

Tra le grandezze che vengono calcolate dal solutore *LS-run* c'è ovviamente anche la densità di energia di deformazione che viene riportata rispettivamente in *Figura 56* per una *beam* orizzontale e in *Figura 57* per una *beam* verticale a pagina successiva.

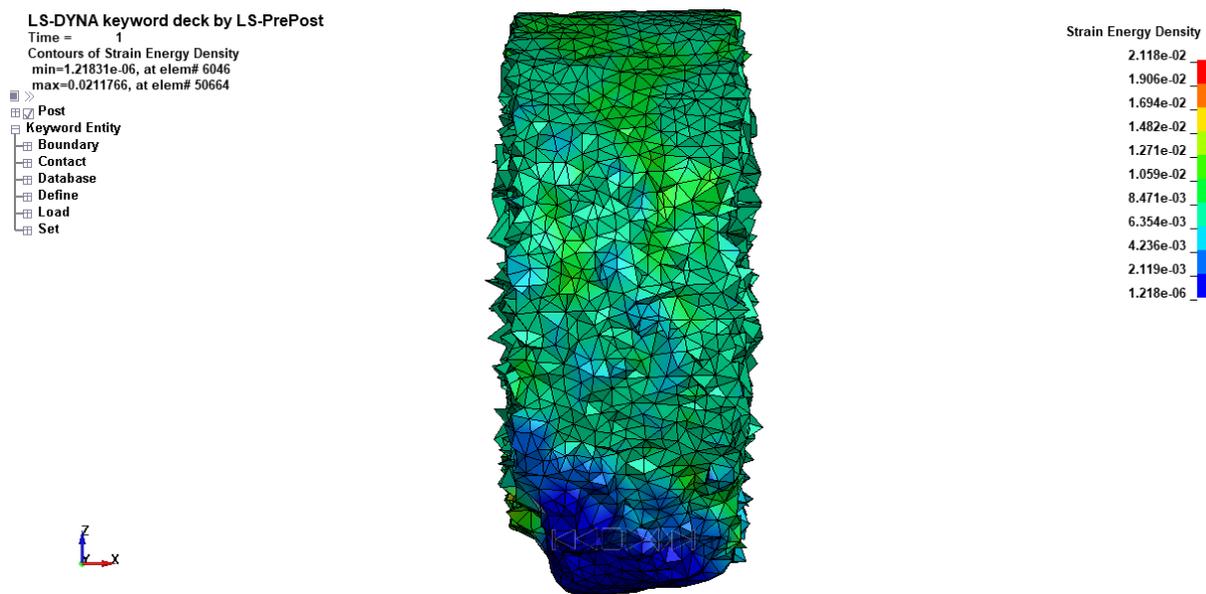


Figura 56. Strain energy density per una beam orizzontale

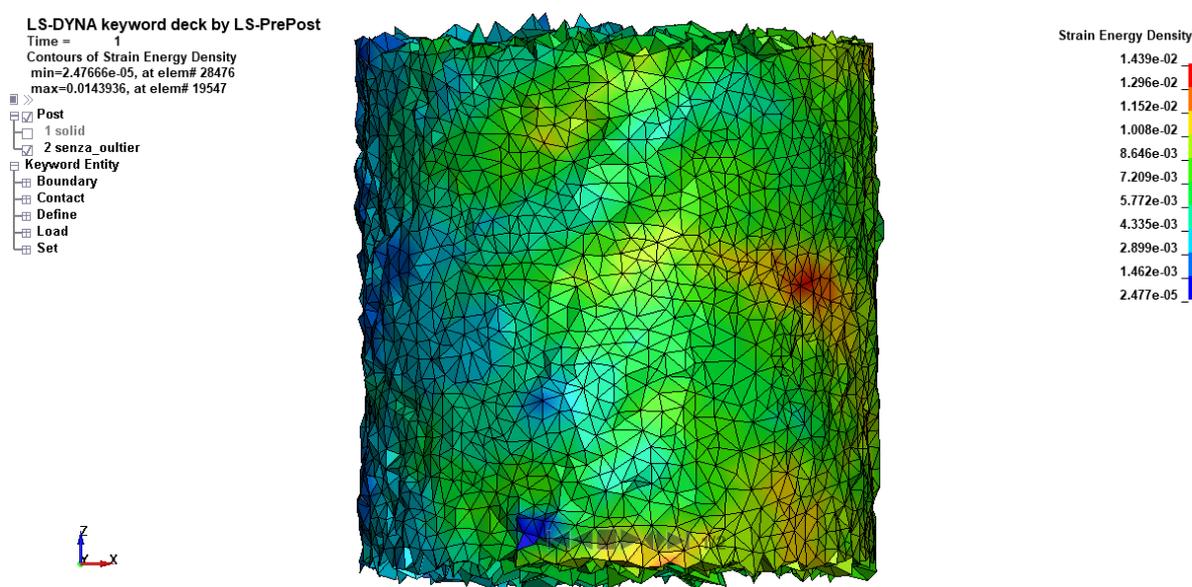


Figura 57. Strain energy density per una beam verticale

Si noti anzitutto che, per entrambi i casi, non è stato riportato il modello intero, ma sono stati esclusi gli elementi più prossimi alle facce esterne, perché in presenza di carichi e vincoli è più probabile che vi siano dei valori *outlier* per “effetti di bordo”. Per far ciò è stato necessario creare una nuova parte all’interno del modello LS-Dyna, a cui è stato assegnato l’ID numero 2, cliccando sul comando “*NewID*” direttamente sulla *keyword* *PART e poi utilizzando nella sezione FEM e poi “*Element Tools*”, il comando “*Move or Copy*” che permette di trascinare (ad esempio usando una finestra di selezione) tutti gli elementi che si vuole assegnare alla nuova parte creata.

Inoltre, nel caso del modello di una *beam* orizzontale riportato in *Figura 56* a pagina precedente, è proprio evidente come gli elementi della zona inferiore (in blu) in corrispondenza della rugosità superficiale delle *beam* reali, abbiano dei valori di densità di energia di deformazione inferiori di diversi ordini di grandezza e dunque questo significa che essi partecipano davvero poco alla deformazione elastica come volevasi dimostrare. Al contrario, nel caso del modello di una *beam* verticale riportato sopra in *Figura 57*, è decisamente meno evidente una distinzione tra elementi che partecipino poco alla deformazione elastica con una *strain energy density* più bassa di diversi ordini di grandezza ed elementi che partecipino più attivamente alla deformazione elastica, ma si nota che la distribuzione è più uniforme al meno di qualche zona poco estesa sempre in corrispondenza della rugosità superficiale, ma che non è paragonabile alle ampie “zone blu” presenti nel caso delle *beam* orizzontali. Chiaramente queste due tipologie di andamenti sono state rispettivamente riscontrate anche negli altri modelli di *beam* orizzontali e verticali, oltre ai due casi riportati come esempio.

Questi andamenti sono sicuramente una prima importante conferma del risultato già ottenuto nelle analisi svolte in precedenza per il calcolo del diametro equivalente, ma necessitano di un lavoro di *post-processing* che possa permettere di distinguere graficamente su un piano cartesiano le due zone di elementi che “lavorano” di più e di meno nell’ambito delle deformazioni elastiche.

Per far ciò, si ricorrerà ad un'analisi statistica dei valori numerici di *strain energy density* che è possibile esportare da LS-Dyna attraverso il comando *Output* presente tra le varie possibilità sempre all'interno dell'icona *Post* per la visualizzazione dei risultati della simulazione.

In particolare, questo comando permette di creare un file di testo contenente il valore della grandezza considerata se si spunta l'opzione "*Element Results*" in corrispondenza dell'ID di ogni singolo elemento finito e di aggiungere anche le coordinate e il volume dell'elemento spuntando l'opzione "*Element Centroid, Volume*".

Prima di cliccare su "*Write*" per creare il file di testo, è importante cliccare su "*Curr*" per selezionare lo stato temporale corrente (ossia lo stato finale, avendo svolto in implicito tutte le simulazioni di queste analisi); inoltre, bisogna anche accertarsi che sia selezionata l'opzione "*Active Parts Only*" in modo che, se si è selezionato solo la parte senza *outlier*, vengano scritti sul file solo i valori di quest'ultima e non del modello intero.

8.3 Post-processing dei valori di *strain energy density* su Matlab

Per ottenere una rappresentazione grafica di natura statistica dei valori di *strain energy density*, si è creato un breve *script* su *Matlab* che elaborasse i dati esportati da LS-Dyna. In particolare, la funzione che permette di leggere su *Matlab* dei dati tabulari (che sono stati opportunamente ordinati su un file *excel*) è "*readtable*", che è stata utilizzata per creare degli oggetti di tipo "*table*", ossia delle vere e proprie tabelle a doppio ingresso, con i nomi delle variabili nella prima riga e poi dalla seconda in poi i valori numerici. Usando due volte la funzione *readtable* è stato possibile creare due tabelle, una delle quali contiene i valori di *strain energy density* e l'ID del corrispondente elemento e un'altra che contiene i valori della massa di ogni elemento e le coordinate dello stesso.

Lo *script* continua cercando il valore massimo della *strain energy density*, dopo aver creato un vettore colonna estrapolato dalla prima *table* grazie alla funzione "*tabletoarray*". Si procede con il calcolo del volume per ogni singolo elemento, partendo dal valore della massa di ognuno contenuta nella seconda *table* (che è stata sempre trasformata in un *array* con la stessa funzione prima citata) e nota la densità del materiale, che è sempre alluminio utilizzato per tecnologie di stampa 3D, e ha un valore di $\rho = 2.6 * 10^{-9} \text{ ton/mm}$.

Dopo aver generato un vettore contenente i valori della densità di energia di deformazione normalizzati rispetto al valore massimo trovato in precedenza, si procede con la scrittura del codice riguardante due diverse tipologie di grafico: dapprima un classico *plot* cartesiano a due variabili contenente il valore del volume che contraddistingue ogni singolo elemento, in funzione della *strain energy density*, e in seguito un grafico a barre di natura statistica che nelle ascisse suddivide gli elementi in classi di ampiezza pari a 2 volte la varianza dei dati di *strain energy density* normalizzati e nelle ordinate contiene la somma dei valori dei volumi di tutti gli elementi che hanno un valore di densità di energia di deformazione appartenente a quella classe specifica.

Si noti nello *script*, riportato a seguire, che per riuscire a sommare tutti i volumi degli elementi che avessero *strain energy density* appartenente all'i-esima classe dipendente dal valore della varianza dei dati, si è usato un "*ciclo for*" con all'interno una condizione di veridicità che trova i valori che la soddisfano grazie alla funzione "*find*".

Capitolo 8: Analisi statica delle *beam* tramite la densità di energia di deformazione

Gli stessi due tipi di grafici sono stati implementati anche usando dei valori di *strain energy density non normalizzati* rispetto al valore massimo, ottenendo degli andamenti analoghi ma con molte più classi di elementi. Di seguito si riporta lo *script* di *Matlab* che si è usato per elaborare i dati esportati per ogni singola *beam*, contenente le righe di codice appena descritte.

```
clear all
clc

A=readtable('eid_st_e.xlsx');
B=readtable('eid_x_y_z_mass.xlsx');

%calcolo valore massimo della "strain energy density"
u=A(:,2);
u_array=table2array(u);
[u_max,index]=max(u_array);

%Calcolo volume [mm^3] degli elementi
rho=2.6e-9;
m=B(:,5);
m_array=table2array(m);
V=m_array./rho;

%grafici volume-u/u_max
u_norm=u_array./u_max;

figure(1)
plot(u_norm,V,'c*')
xlabel('u/u_m_a_x')
ylabel('V [mm^3]')

var1=var(u_norm);
sumV=zeros(floor(max(u_norm)/(2*var1)),1);

for i=1:size(sumV,1)
    sumV(i)=sum(V(find(u_norm>((i-1)*2*var1) & u_norm<(i*2*var1))));
end

classes1=(2*var1):(2*var1):(max(u_norm));
figure(2)
bar(classes1,sumV)
set(gca,'FontSize',24)
xlabel('Classi','fontweight','bold','FontSize',28)
ylabel('V totale [mm^3]','fontweight','bold','FontSize',28)
title('Densità di energia di deformazione normalizzata','FontSize',34);

%grafici NON normalizzati
figure(3)
plot(u_array,V,'c*')
xlabel('u [mJ/mm^3]')
ylabel('V [mm^3]')
```

8.3 Post-processing dei valori di *strain energy density* su Matlab

```
var2=var(u_array);
sumV=zeros(floor(max(u_array)/(2*var2)),1);

for j=1:size(sumV,1)
    sumV(j)=sum(V(find(u_array>((j-1)*2*var2) & u_array<(j*2*var2))));
end

classes2=(2*var2):(2*var2):(max(u_array));
figure(4)
bar(classes2,sumV)
set(gca,'FontSize',24)
xlabel('Classi [(mJ/mm^3)^2]', 'fontweight','bold','FontSize', 28)
ylabel('V totale [mm^3]', 'fontweight','bold','FontSize', 28)
title('Densità di energia di deformazione', 'FontSize', 34);

%deviazione standard
S=std(u_array)
```

8.4 Considerazioni finali

Si riportano in seguito i grafici a barre ottenuti dal codice *Matlab* discusso in precedenza: in particolare, in *Figura 58.a*) e in *Figura 58.b*) a pagina successiva sono riportati i grafici a barre per una *beam* orizzontale, grafici aventi sulle ascisse *strain energy density* rispettivamente normalizzata e non normalizzata divisa per classi di ampiezza pari al doppio della varianza dei dati, mentre sulle ordinate aventi la somma dei volumi degli elementi che hanno un valore di *strain energy density* appartenente ad una specifica classe. Si può notare che, utilizzando i dati di *strain energy density* senza gli *outlier*, che sono i punti con valori di ascissa molto più alti del picco della distribuzione, si possono chiaramente distinguere una zona centrale con deformazioni molto importati e un'altra con basse deformazioni, che corrisponde proprio agli elementi che “non lavorano” in campo lineare-elastico.

Invece in *Figura 59.a*) e in *Figura 59.b*) a seguire, sono riportati dei grafici a barre analoghi per una *beam* verticale. Si può notare, utilizzando i dati di *strain energy density* senza gli *outlier*, che sono sempre i punti con valori di ascissa più alti della distribuzione, che in questo caso non c'è un picco evidente, ma più classi di elementi si deformano in maniera simile e quindi si ottiene una distribuzione più uniforme a conferma del fatto che nelle *beam* verticali gli elementi “lavorano” quasi tutti anche in campo lineare-elastico, anche perché non è visibile una zona di elevata rugosità superficiale come per le *beam* orizzontali.

Infine, anche dal confronto di un altro indicatore statistico importante quale la deviazione standard, che è stato calcolato direttamente su *Matlab* grazie alla funzione “*std*”, nel caso della *beam* orizzontale si ottiene un valore di deviazione standard della *strain energy density* pari a $0,0065 \text{ mJ/mm}^3$ che è maggiore del valore che si ottiene per la *beam* verticale pari a $0,0039 \text{ mJ/mm}^3$. Quest'ultimo risultato evidenzia la minore dispersione dei dati nel caso della *beam* verticale, per la quale si era osservata una sola zona di uniforme densità d'energia di deformazione, mentre evidenzia una maggiore dispersione dei dati nel caso della *beam* orizzontale, per la quale si erano individuate due zone separate con diversi livelli di densità d'energia di deformazione.

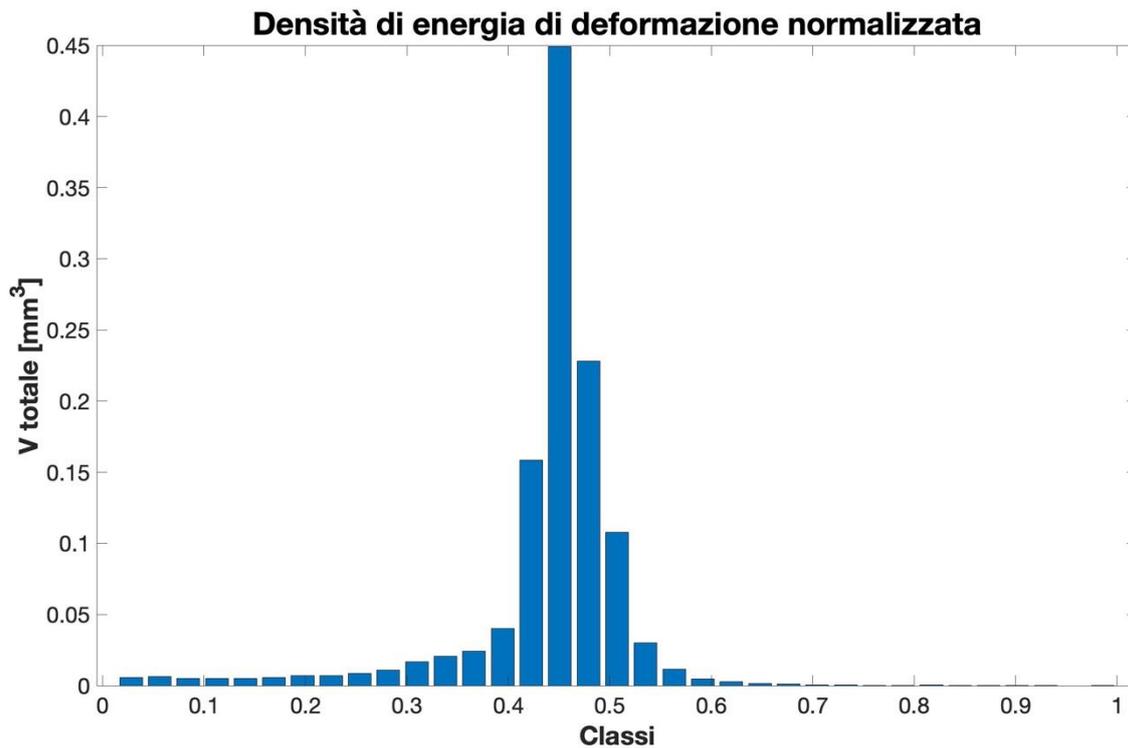


Figura 58.a) Grafico a barre con strain energy density normalizzata per una beam orizzontale

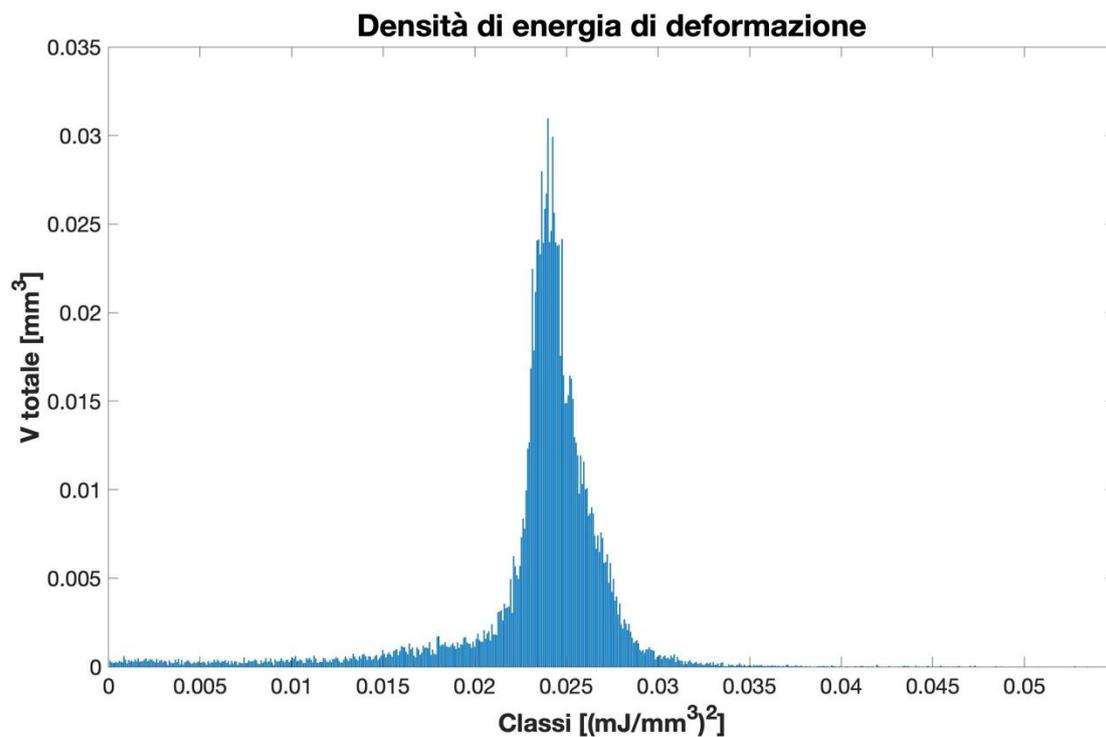


Figura 58.b) Grafico a barre con strain energy density non normalizzata per una beam orizzontale

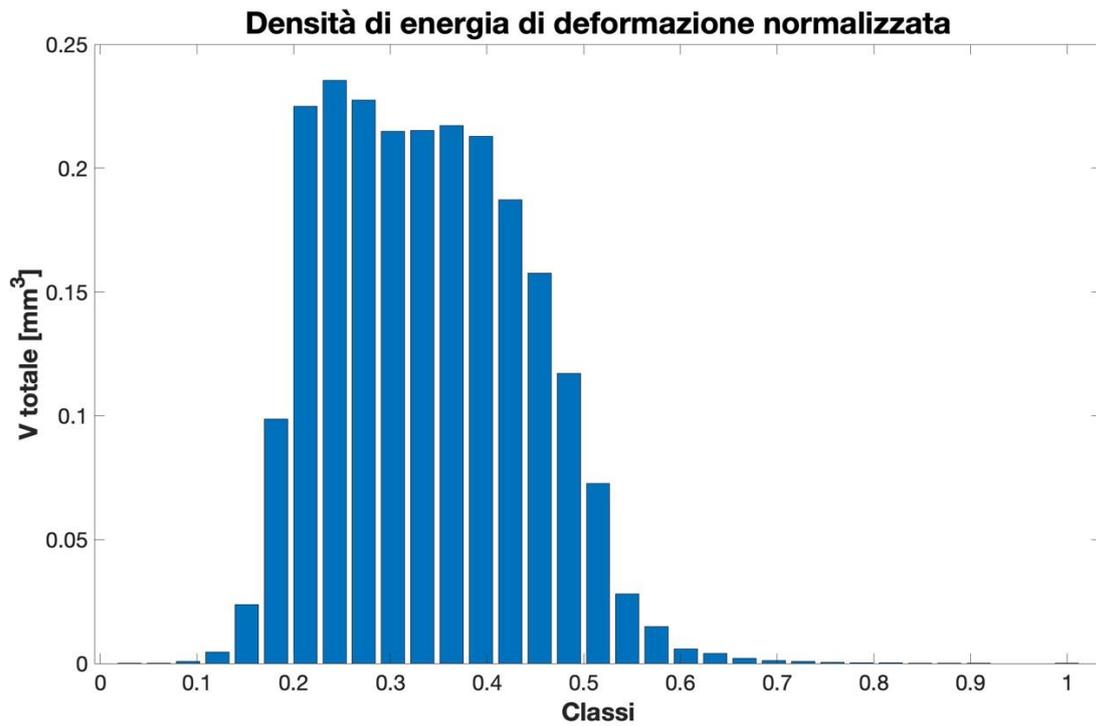


Figura 59.a) Grafico a barre con strain energy density normalizzata per una beam verticale

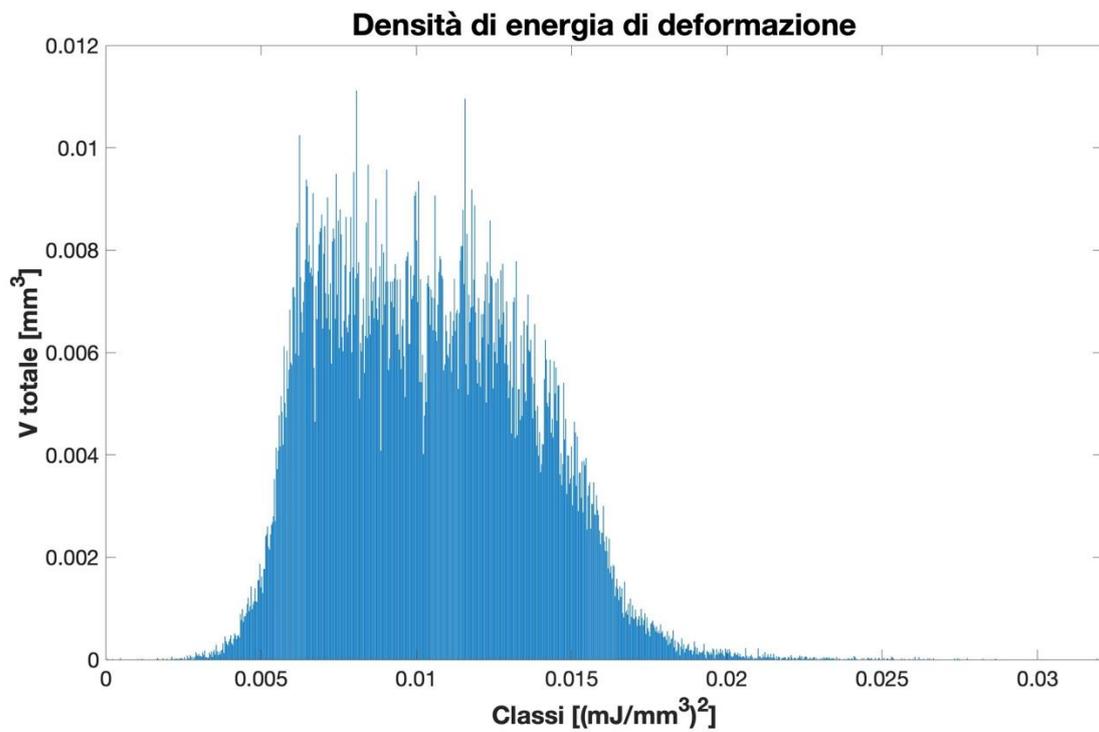


Figura 59.b) Grafico a barre con strain energy density non normalizzata per una beam verticale

Capitolo 9

Confronto campi di spostamento e deformazioni: DVC vs FEM ruotato

9.1 Nuove analisi DVC

Le precedenti analisi di rugosità hanno permesso di comprendere meglio le motivazioni che stanno dietro al comportamento meno rigido del provino reale rispetto al modello CAD ideale. Tuttavia, persistono dei dubbi riguardanti il comportamento meccanico a compressione della struttura reale visto le discrepanze tra i valori ottenuti dalle diverse prove sperimentali (*Digital Volume Correlation* tramite micro-CT, *Digital Image Correlation* e macchina di trazione). Alla luce di queste difficoltà riscontrate, si è deciso di prendere come punto di riferimento la tecnica più precisa e affidabile, ossia il *Digital Volume Correlation* (DVC), visto che la macchina di trazione, durante la prova di compressione, potrebbe aver falsato maggiormente i risultati a causa anzitutto dei giochi interni alla macchina stessa e anche perché potrebbe mancare l'adeguata precisione nel rilevare correttamente degli spostamenti dell'ordine del micron di un provino di dimensioni contenute come quello in esame.

Ricapitolando i risultati ottenuti dal DVC, si era notato una certa variabilità dei valori di spostamento medio della sezione posta alla quota $z = 17,5 \text{ mm}$ in funzione del numero di voxel (si fa riferimento al grafico riportato in *Figura 13* a pagina 11), ossia in funzione di quello che il software *VGStudio Max* chiama "*control point spacing*" e che sarebbe il passo d'integrazione, il quale si può vedere anche come il lato dei voxel in cui è suddiviso il modello, nel cui centroide vengono calcolati i valori tramite l'algoritmo non-lineare del DVC. Tale variabilità dei risultati potrebbe essere dovuta, come suggerisce anche il manuale di *VGStudio Max* [9], alla scelta di un *control point spacing* troppo basso che potrebbe portare ad dei risultati falsati perché affetti da eccessivo rumore e sembra possa essere la motivazione più accreditata anche in questo caso, visto che la maggior parte delle analisi sono state svolte con un numero di voxel dell'ordine di poche unità o massimo della decina. Per confermare quest'ultima ipotesi, si è provveduto a ripetere delle nuove analisi DVC che coprano un range di numero di voxel che vada dall'ordine di poche unità fino al centinaio, così da applicare l'algoritmo non-lineare in punti fino a una distanza pari a circa metà della dimensione di una cella elementare. In particolare, si sono scelti i seguenti valori riportati sia in termini di *control point spacing* (c.p.s.) in millimetri che in termini del corrispondente numero di voxel:

- DVC non-lineare con 6 voxel (c.p.s. = 0.150 mm);
- DVC non-lineare con 20 voxel (c.p.s. = 0.500 mm);
- DVC non-lineare con 50 voxel (c.p.s. = 1.250 mm);
- DVC non lineare con 100 voxel (c.p.s. = 2.500 mm).

Per i casi sopra elencati sarà riportato nell'ordine il confronto tra campi di spostamento-Z, di deformazione-X, deformazione-Y e deformazione-Z, includendo nel confronto anche i risultati delle simulazioni FEM con le formulazioni 13 e 18.

9.1.1 Campi di spostamento-Z

Da *Figura 60.a)* a *Figura 60.e)* a pagina successiva, sono riportati i campi di spostamento-Z per le analisi DVC non-lineari, elencate in precedenza, con diverso numero di voxel e anche per il caso di trasformazione *affine*: si noti come con l'aumentare del numero di voxel il campo degli spostamenti-Z tenda verso il caso di trasformazione *affine*.

Invece, in *Figura 61.a)* e in *Figura 61.b)* a pagina seguente, sono riportati i campi di spostamento-Z della simulazione FEM con formulazione 13 e 18 considerate rispettivamente negli istanti temporali numero 51 e numero 79 in cui il carico è pari proprio a 4 kN : si noti come la formulazione 13 abbia ordini di grandezza degli spostamenti più simili alle analisi DVC, anche se entrambe le simulazioni FEM sembra presentino una leggera rotazione intorno ad un asse orizzontale (asse x oppure asse y).

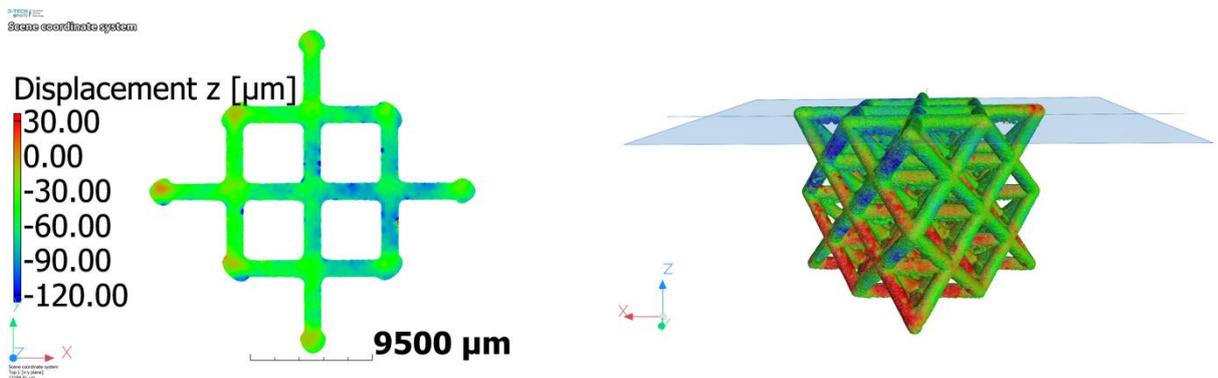


Figura 60.a). Campo di spostamento-Z nel caso di trasformazione non-lineare a 6 voxel

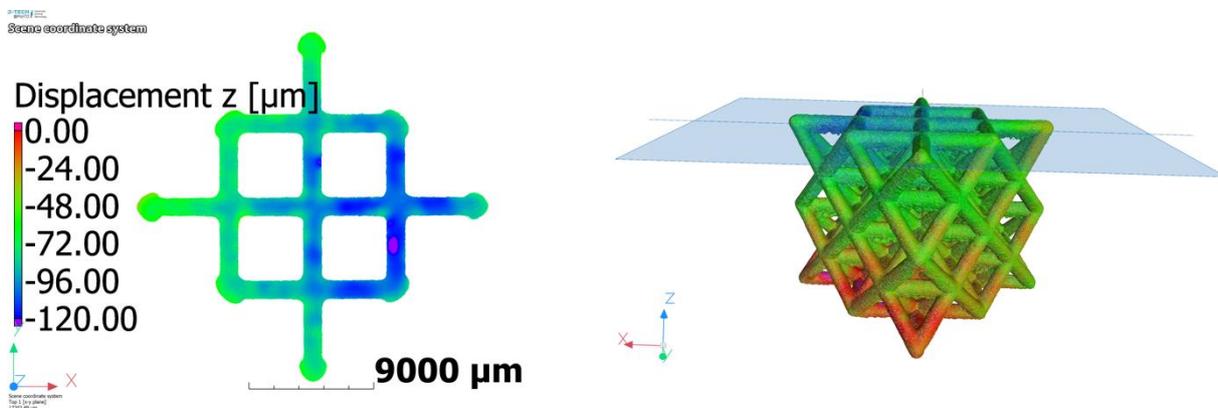


Figura 60.b) Campo di spostamento-Z nel caso di trasformazione non-lineare a 20 voxel

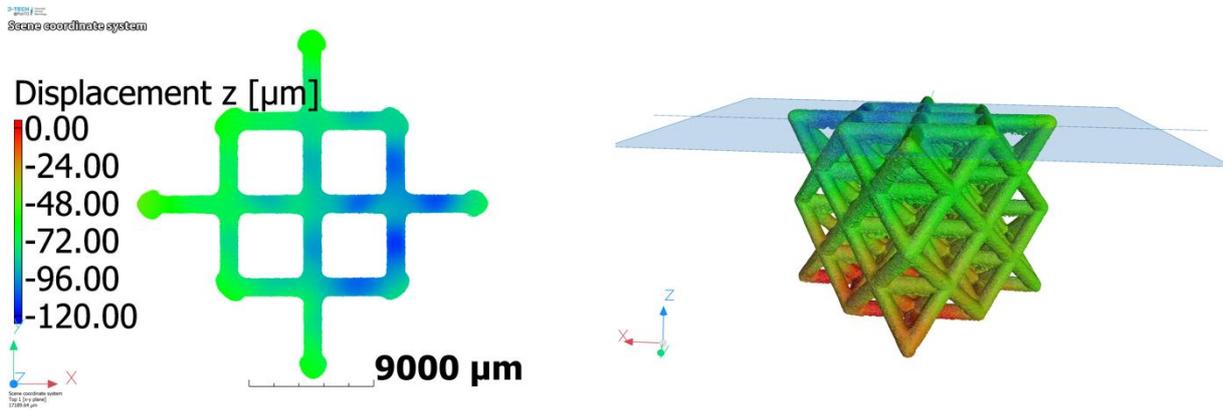


Figura 60.c) Campo di spostamento-Z nel caso di trasformazione non-lineare a 50 voxel

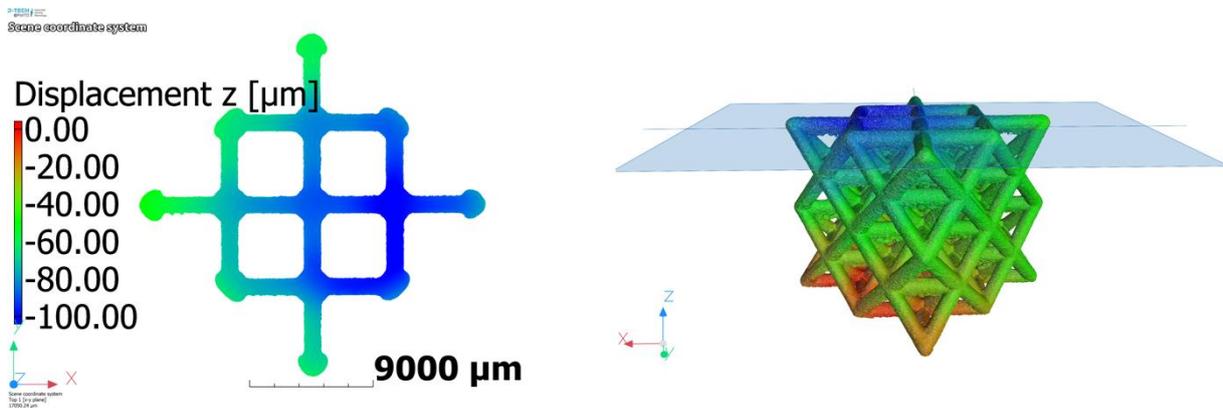


Figura 60.d) Campo di spostamento-Z nel caso di trasformazione non-lineare a 100 voxel

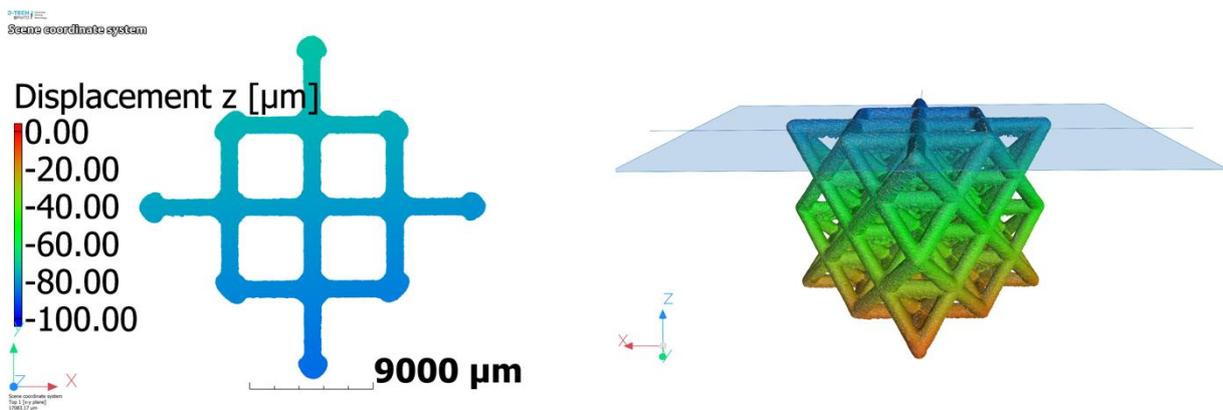


Figura 60.e) Campo di spostamento-Z nel caso di trasformazione affine

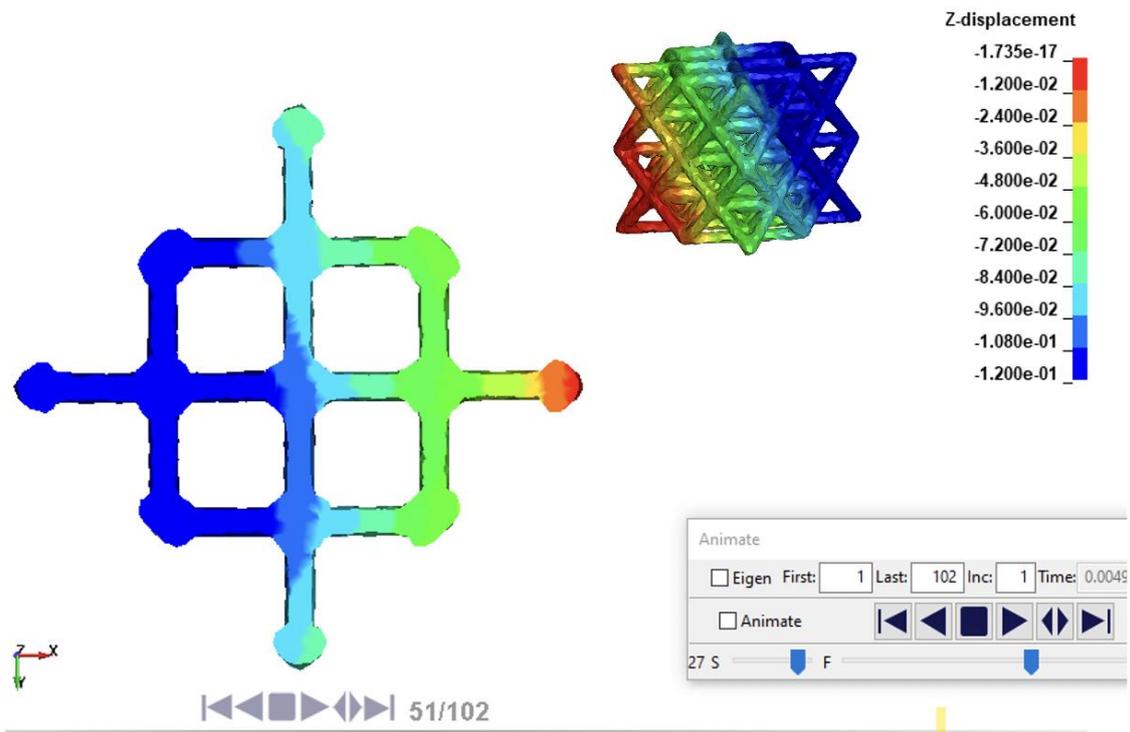


Figura 61.a) Campo di spostamento-Z nel caso di simulazione FEM con formulazione 13

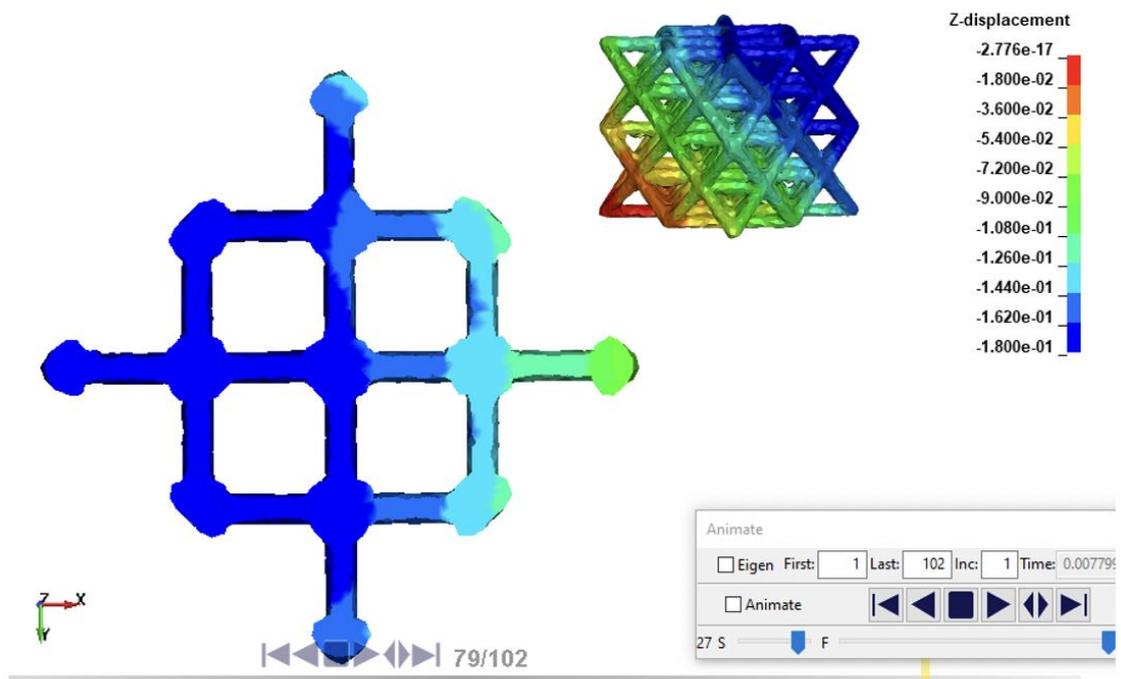


Figura 61.b) Campo di spostamento-Z nel caso di simulazione FEM con formulazione 18

9.1.2 Campi di deformazione-X

Da *Figura 62.a)* a *Figura 62.e)* a pagina successiva, sono riportati i campi di deformazioni-X per le analisi DVC non-lineari con diverso numero di voxel e anche per il caso di trasformazione *affine*. Si noti anzitutto che il provino è stato ruotato di 45° intorno all'asse z per allineare le *beam* orizzontali agli assi coordinati x ed y , in modo che il segno positivo o negativo delle deformazioni-X siano indice dello stato di trazione o di compressione delle *beam* e a tal proposito, la scala di valori scelta è tale da portare saturazione i valori positivi (in rosso), indice di uno stato di sollecitazione di trazione, e i valori negativi (in blu), indice di uno stato di sollecitazione di compressione. Alla luce di questa premessa, si può osservare chiaramente da questi risultati che il caso con numero di voxel più basso risulta essere affetto da rumore e quindi, come riportato sul manuale di *VGStudio Max* [9], questo risultato è sintomo di aver scelto un *control point spacing* troppo piccolo che coglie fluttuazioni trascurabili da un punto di vista macroscopico. Un'altra considerazione abbastanza certa riguarda l'esclusione del caso affine, che presenta un campo costante e non realistico, e anche l'esclusione del caso con numero di voxel più alto che si avvicina alla trasformazione *affine* e quindi, sempre in accordo con le informazioni presenti sul manuale di *VGStudio Max* [9], risulta essere una scelta del valore del *control point spacing* troppo alta che porta di conseguenza alla perdita di alcune informazioni importanti del campo analizzato. Quindi, da queste considerazioni, risulta che il numero di voxel ottimale sia compreso nel range dei due casi centrali, ossia tra 20 e 50 voxel.

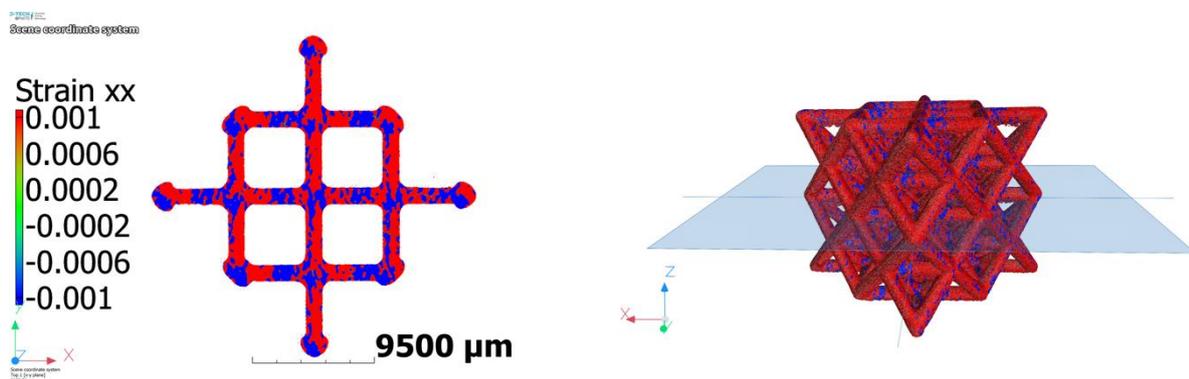


Figura 62.a) Campo di deformazioni-X nel caso di trasformazione non-lineare a 6 voxel

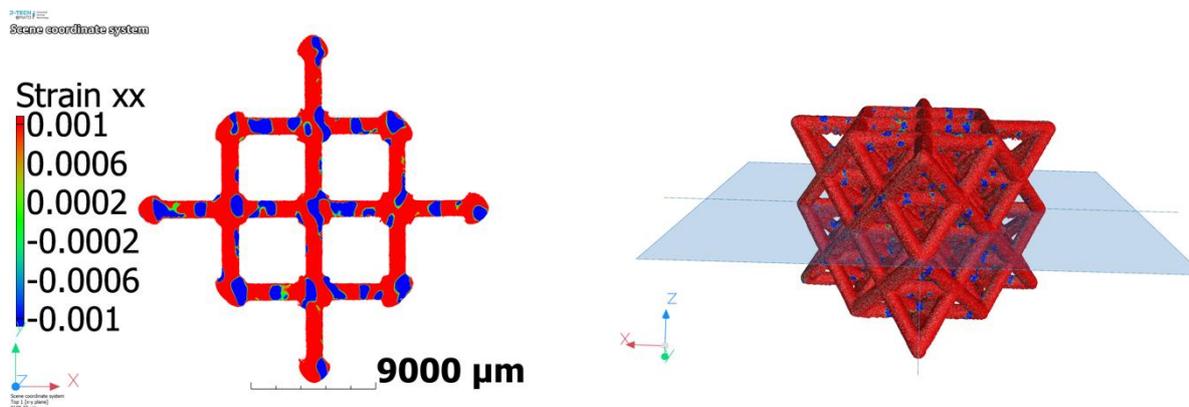


Figura 62.b) Campo di deformazioni-X nel caso di trasformazione non-lineare a 20 voxel

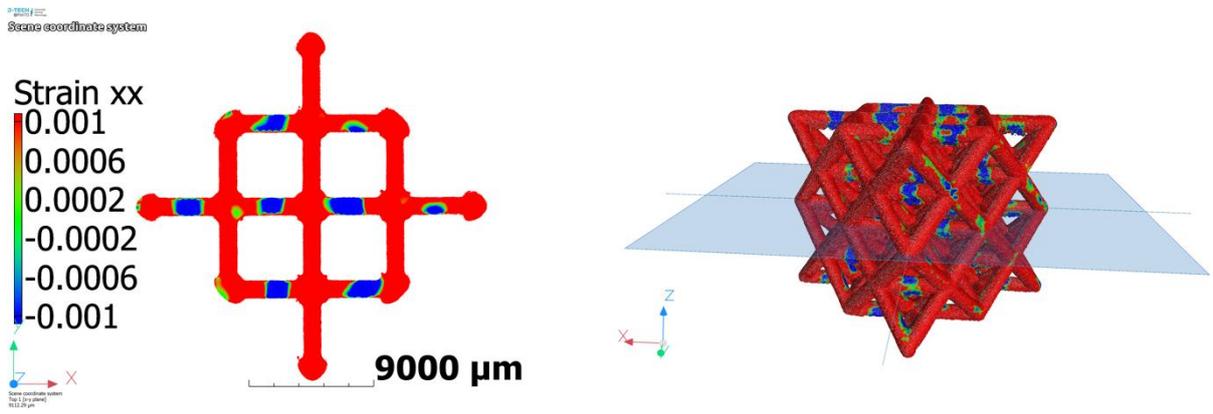


Figura 62.c) Campo di deformazioni-X nel caso di trasformazione non-lineare a 50 voxel

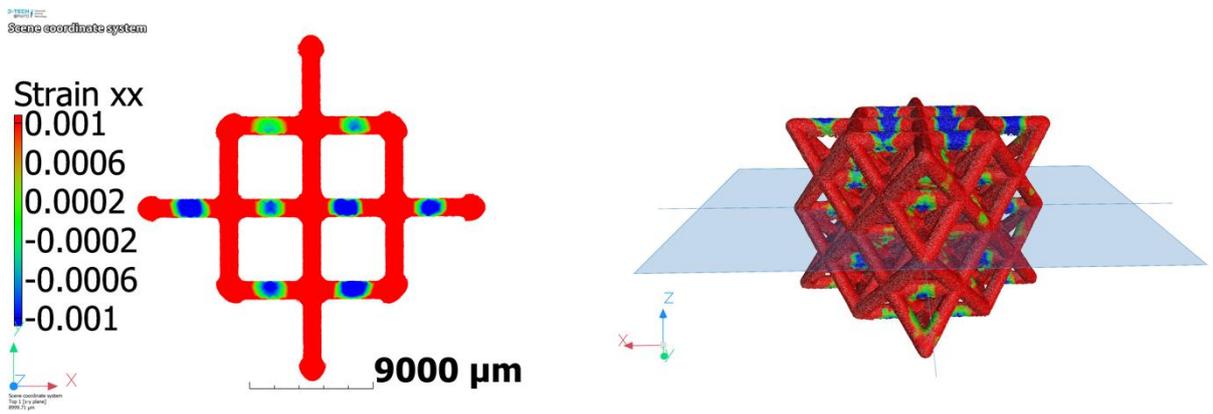


Figura 62.d) Campo di deformazioni-X nel caso di trasformazione non-lineare a 100 voxel

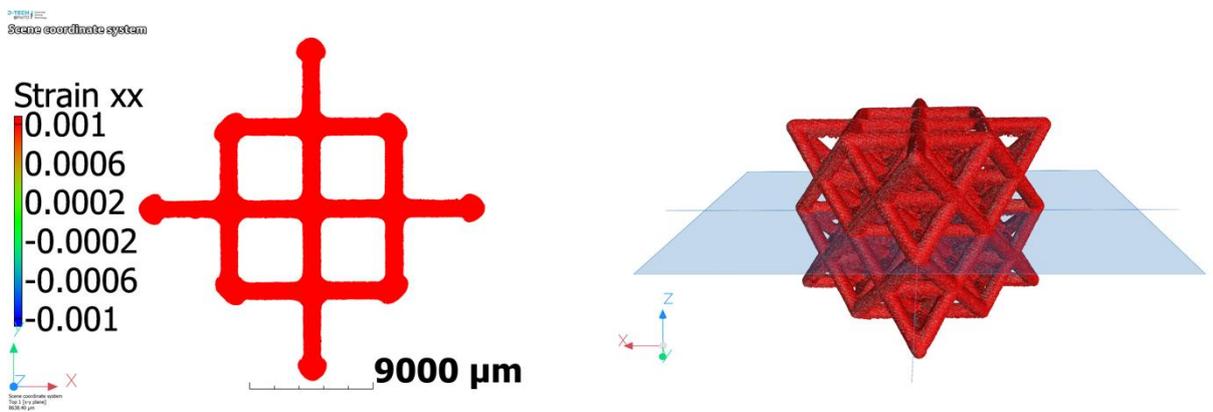


Figura 62.e) Campo di deformazioni-X costante nel caso di trasformazione affine

Invece, in *Figura 63.a)* e in *Figura 63.b)* a pagina seguente, sono riportati i campi di deformazione-X della simulazione FEM con formulazione 13 e 18 considerate rispettivamente negli istanti temporali numero 51 e numero 79 in cui il carico è pari proprio a 4 kN.

Dopo aver impostato la stessa scala di valori di deformazioni delle analisi DVC, sempre con l'obiettivo di portare a saturazione i valori positivi (in rosso), indice di uno stato di sollecitazione di trazione e i valori negativi (in blu), indice di uno stato di sollecitazione di compressione, appare subito evidente che nelle analisi FEM c'è un comportamento della struttura più netto e in accordo con ciò che intuitivamente sembrerebbe più coerente con fisica del problema: le *beam* orizzontali, orientate rispetto all'asse *x*, risultano in trazione e quindi la struttura, a seguito di un carico longitudinale di compressione, tende a dilatarsi trasversalmente secondo un certo coefficiente di dilatazione volumetrica di Poisson, che nella simulazione è stato impostato pari a 0,33 per il materiale preso in considerazione.

Questo comportamento è riscontrabile nei risultati delle simulazioni con entrambe le formulazioni, infatti, la mappa del campo di deformazioni è simile tra i due casi, ma la differenza sta nei valori delle deformazioni che sono più alte per la formulazione 18 che risulta essere quella meno rigida e quindi presenta valori maggiori di spostamenti a parità di forza. Entrambi i risultati delle simulazioni FEM non presentano spiccate corrispondenze con i campi corrispondenti ottenuti dal DVC, a differenza dei campi di spostamenti-Z che avevano maggiori affinità e questo può essere dovuto al tipo di algoritmo non-lineare utilizzato da *VGStudio Max* nel calcolo del DVC che funziona abbastanza bene per gli spostamenti, ma presenta dei limiti per grandezze derivate come le deformazioni.

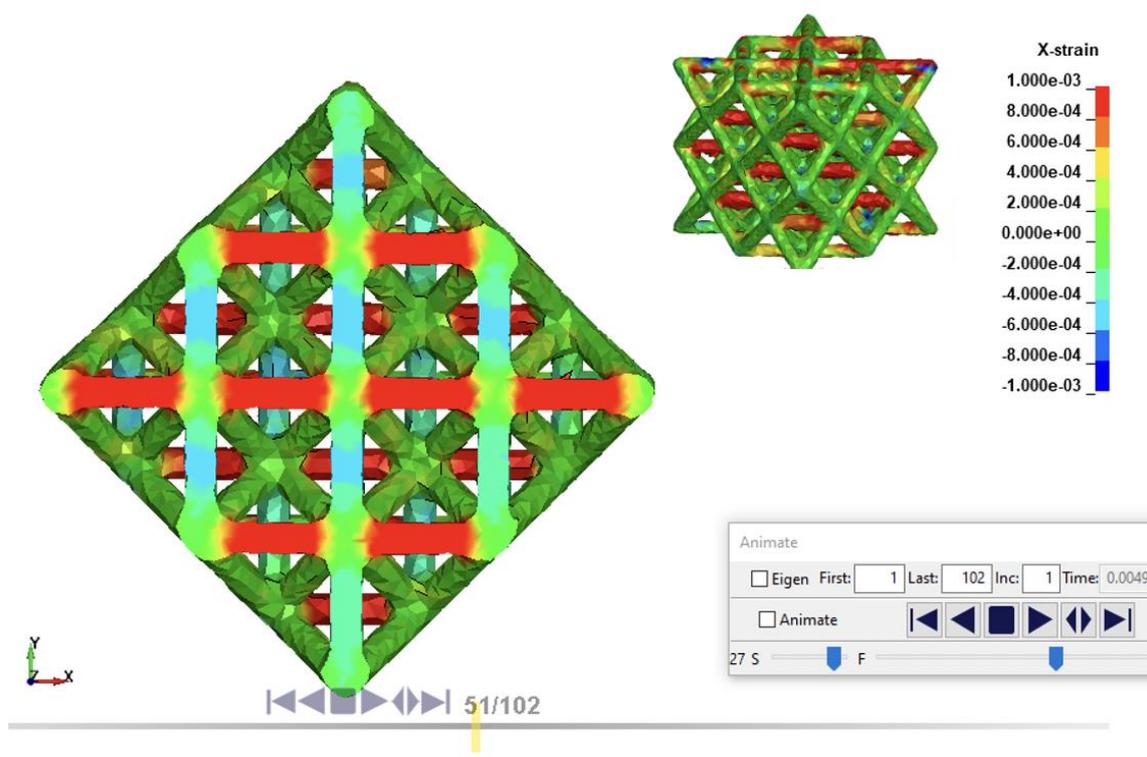


Figura 63.a) Campo di deformazioni-X nel caso di simulazione FEM con formulazione 13

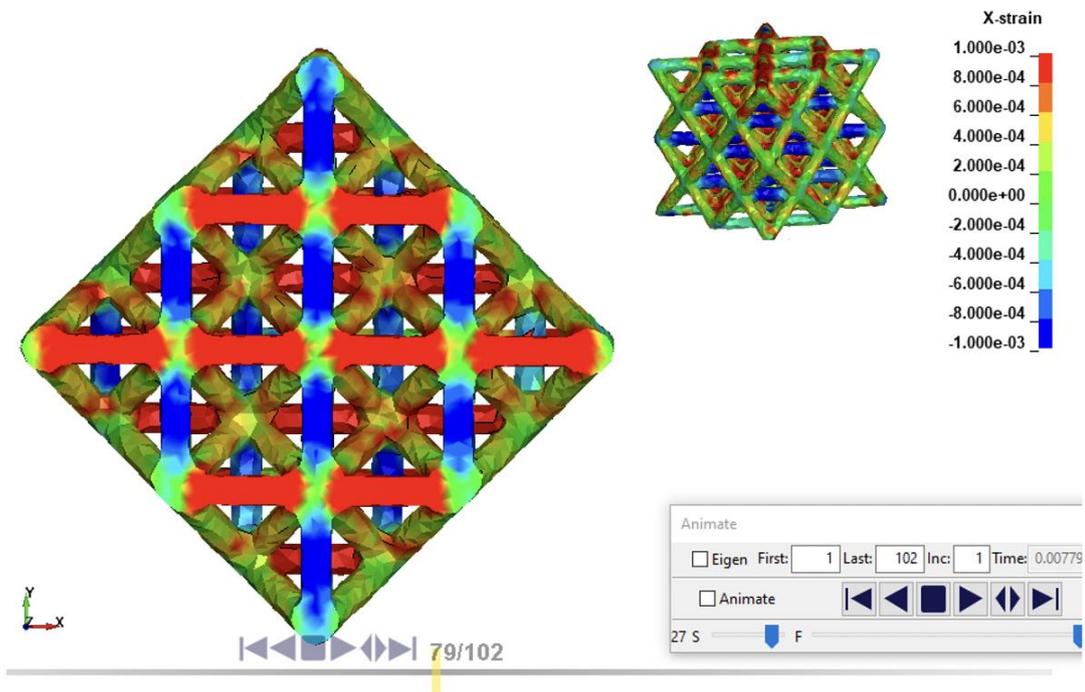


Figura 63.b) Campo di deformazioni-X nel caso di simulazione FEM con formulazione 18

9.1.3 Campi di deformazione-Y

Da Figura 64.a) a Figura 64.e) a pagina successiva, sono riportati i campi di deformazioni-Y per le analisi DVC non-lineari con diverso numero di voxel e per il caso di trasformazione *affine*. Si noti come anche in questa tipologia di campo valgono le stesse considerazioni dei campi di spostamento-X: il caso con basso numero di voxel presenta un eccessivo rumore, mentre aumentando il numero di voxel, il campo tende ad avere un andamento costante e non fisico come nel caso di trasformazione *affine* e quindi il valore di voxel ottimale è compreso tra i casi intermedi.

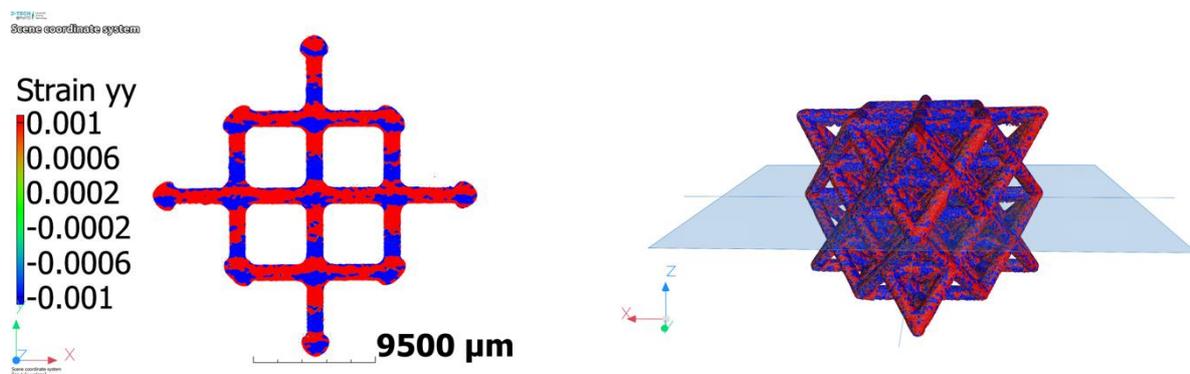


Figura 64.a) Campo di deformazioni-Y nel caso di trasformazione non-lineare a 6 voxel

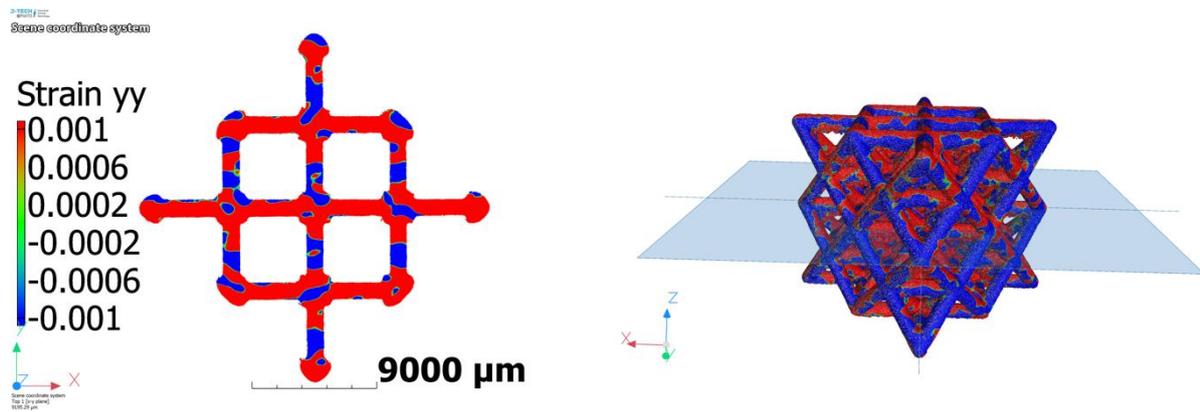


Figura 64.b) Campo di deformazioni-Y nel caso di trasformazione non-lineare a 20 voxel

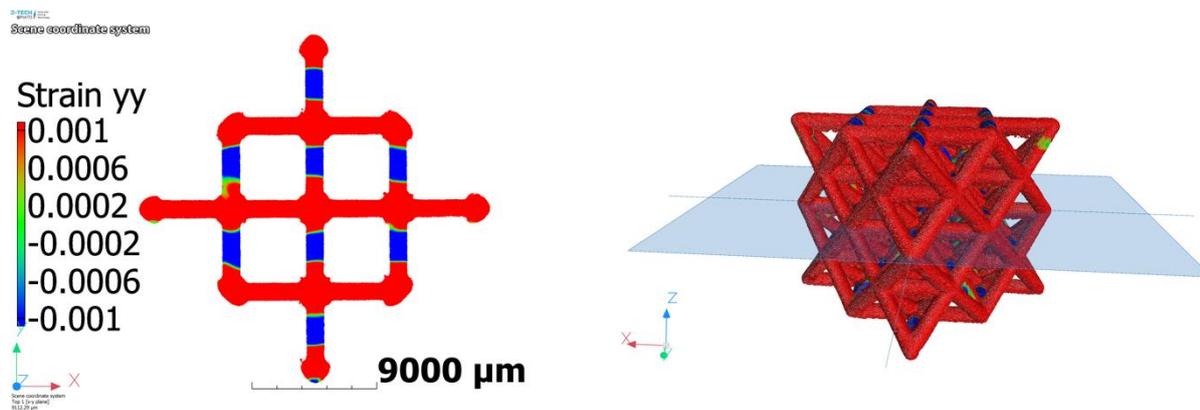


Figura 64.c) Campo di deformazioni-Y nel caso di trasformazione non-lineare a 50 voxel

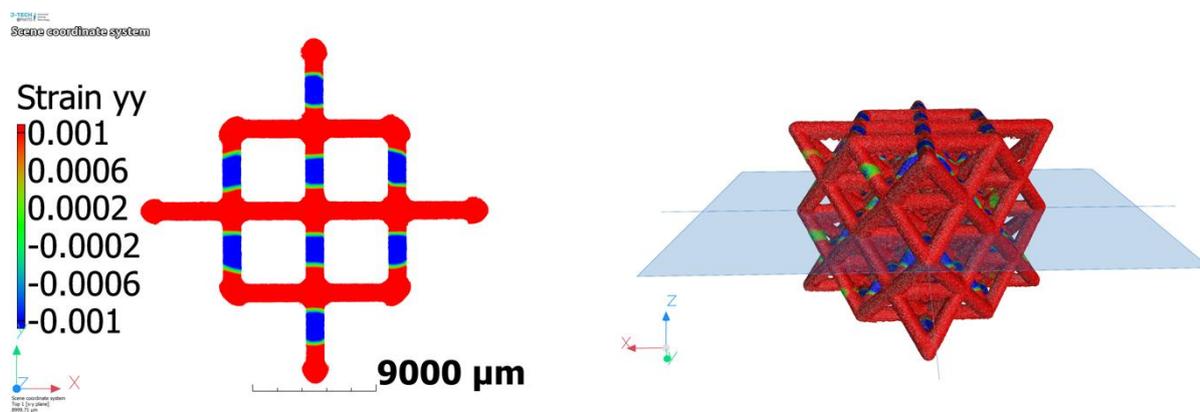


Figura 64.d) Campo di deformazioni-Y nel caso di trasformazione non-lineare a 100 voxel

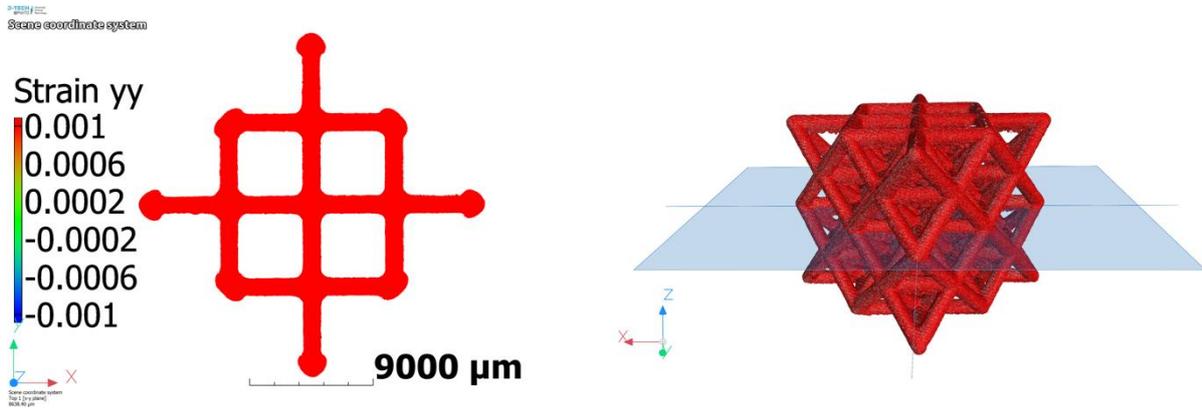


Figura 64.e) Campo di deformazioni-Y costante nel caso di trasformazione affine

Invece, in *Figura 65.a)* e in *Figura 65.b)* a pagina seguente, sono riportati i campi di deformazioni-Y della simulazione FEM con formulazione 13 e 18, considerate rispettivamente sempre negli istanti temporali numero 51 e numero 79 in cui il carico è pari proprio a 4 kN . Anche per l'andamento dei campi di deformazioni-Y risultanti dalle simulazioni FEM valgono delle considerazioni analoghe ai campi di deformazioni-X, con la differenza che le *beam* orizzontali da prendere in considerazione nel caso in questione sono ovviamente quelle con asse parallelo all'asse y : tali *beam* risultano in trazione e di conseguenza la struttura, a seguito di un carico longitudinale di compressione, tende a dilatarsi trasversalmente e quindi si può concludere, come era fisicamente intuibile, che le *beam* orizzontali, sia quelle orientate rispetto all'asse x che quelle orientate rispetto all'asse y , risultano in trazione (come già riscontrato anche nell'analisi della rugosità superficiale del capitolo precedente).

Per quanto concerne il confronto tra le due formulazioni, gli andamenti risultano sempre simili anche al caso della formulazione 18 meno rigida, che quindi si differenzia sempre solo nei valori degli spostamenti e delle deformazioni che risultano maggiori a parità di forza.

Anche in questo caso non c'è una corrispondenza particolare con i corrispettivi campi risultanti dalle analisi DVC e questo potrebbe sempre essere dovuto al tipo di algoritmo non-lineare utilizzato da *VGStudio Max* nel calcolo del DVC che funziona abbastanza bene per gli spostamenti, ma presenta dei limiti per grandezze derivate come le deformazioni.

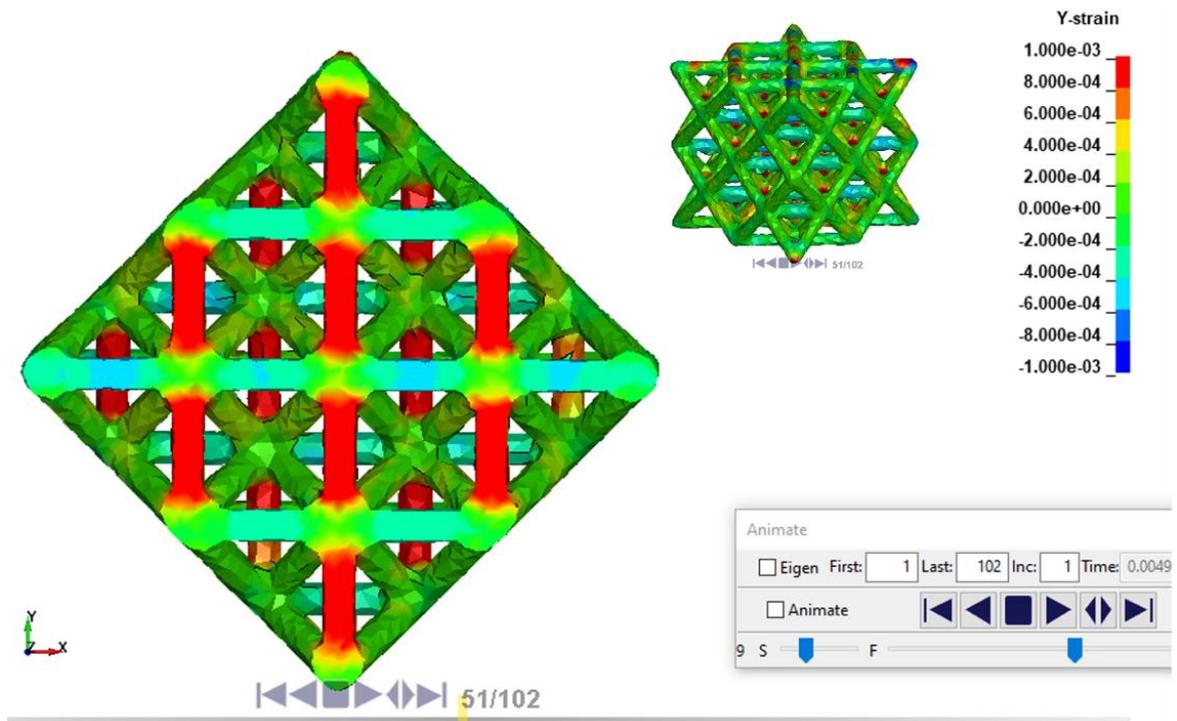


Figura 65.a) Campo di deformazioni-Y nel caso di simulazione FEM con formulazione 13

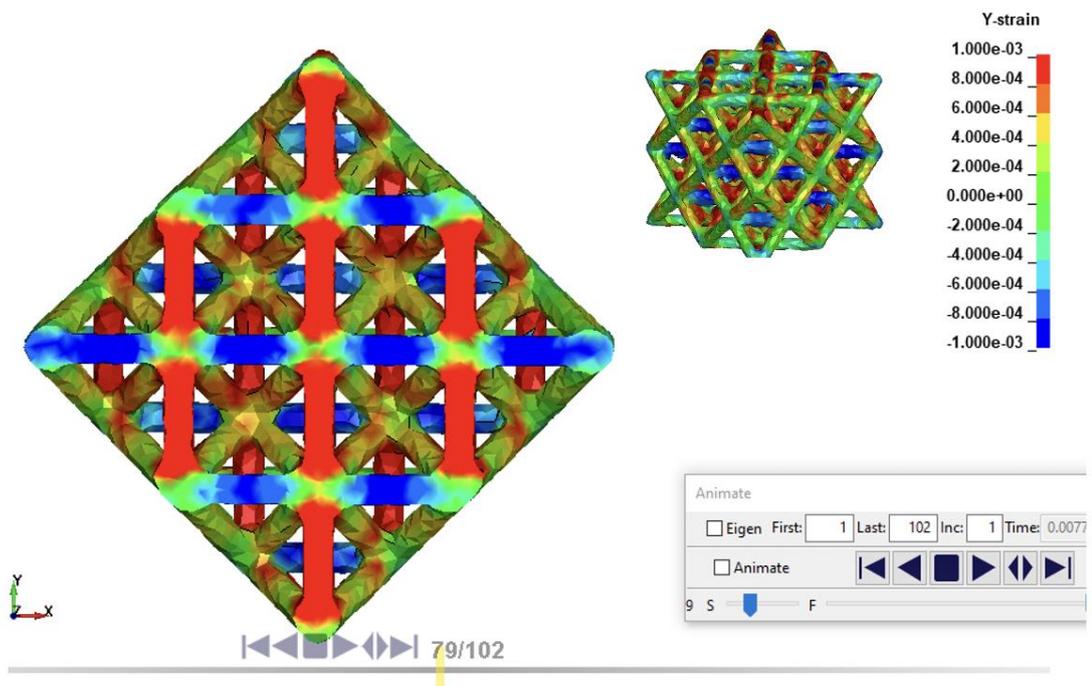


Figura 65.b) Campo di deformazioni-Y nel caso di simulazione FEM con formulazione 18

9.1.4 Campi di deformazione-Z

Da *Figura 66.a)* a *Figura 66.e)* a pagina successiva, sono riportati i campi di deformazioni-Y per le analisi DVC non-lineari con diverso numero di voxel e per il caso di trasformazione *affine*. Si noti che, oltre alle medesime considerazioni sull'eccessivo rumore a basso numero di voxel e la tendenza ad un campo costante per alto numero di voxel che tende al caso di trasformazione *affine*, nei casi intermedi sembra che tra le *beam* verticali, le quali dovrebbero essere in compressione come conseguenza del carico longitudinale, presentano invece un'alternanza dei segni delle deformazioni, come se, durante la prova di compressione, il provino abbia subito una leggera rotazione per un contatto non perfettamente piano con i piatti di compressione. L'ultima considerazione sembrerebbe in parte valere anche per i campi di deformazioni-Z risultanti dalle simulazioni FEM riportati rispettivamente per le formulazioni 13 e 18 in *Figura 67.a)* e in *Figura 67.b)* nelle pagine seguenti e infatti, l'ultimo capito di questo elaborato indagherà l'effetto di questa possibile "piccola" rotazione rispetto all'asse x o y , introducendo manualmente una contro-rotazione per mitigare questo effetto.

Infine, l'altra osservazione interessante che si può constatare dai campi di deformazioni-Z delle simulazioni FEM, al di là delle solite differenze dei valori numerici tra le due formulazioni con la 18 che presenta deformazioni di compressione maggiori in valore assoluto essendo meno rigida, è che i nodi presentano deformazioni maggiori in valori assoluto rispetto alle *beam* verticali in accordo con ciò che sembra più intuitivo dal punto di vista fisico, ossia che i nodi si spostino di più delle *beam* stesse.

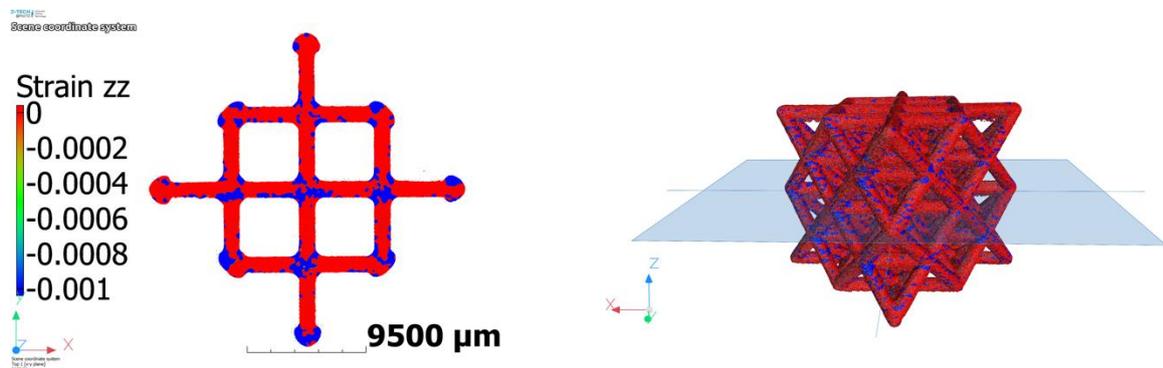


Figura 66.a) Campo di deformazioni-Z nel caso di trasformazione non-lineare a 6 voxel

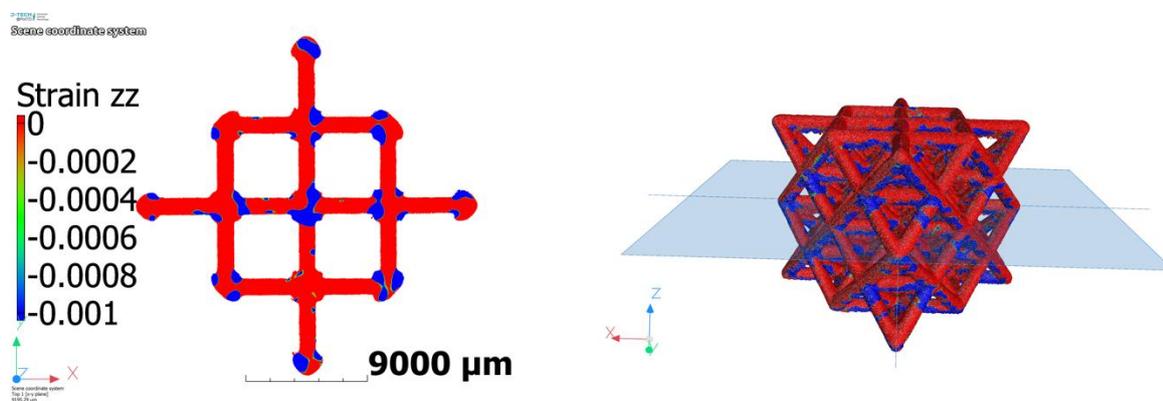


Figura 66.b) Campo di deformazioni-Z nel caso di trasformazione non-lineare a 20 voxel

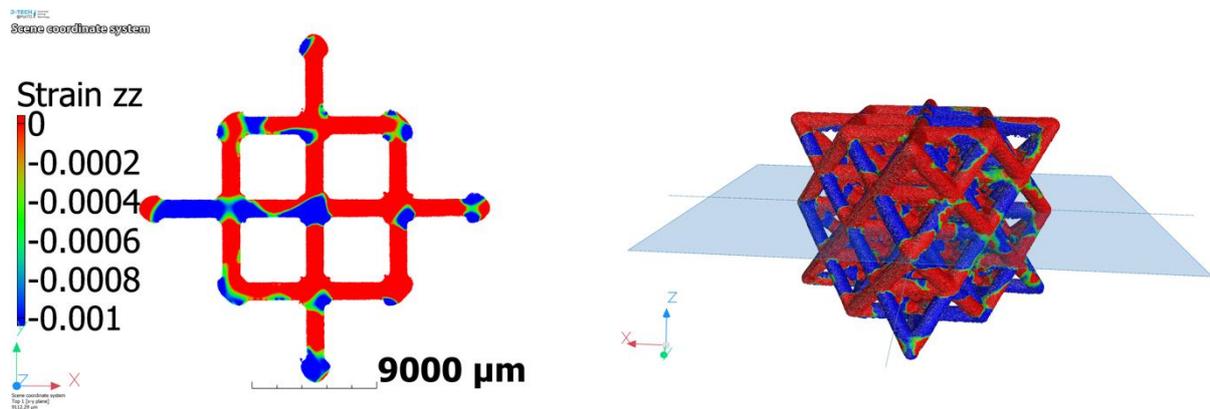


Figura 66.c) Campo di deformazioni-Z nel caso di trasformazione non-lineare a 50 voxel

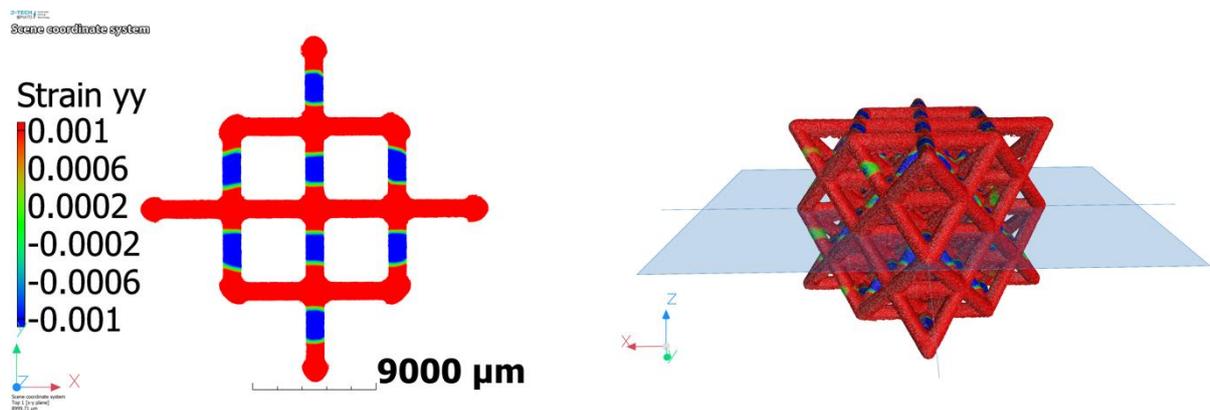


Figura 66.d) Campo di deformazioni-Z nel caso di trasformazione non-lineare a 100 voxel

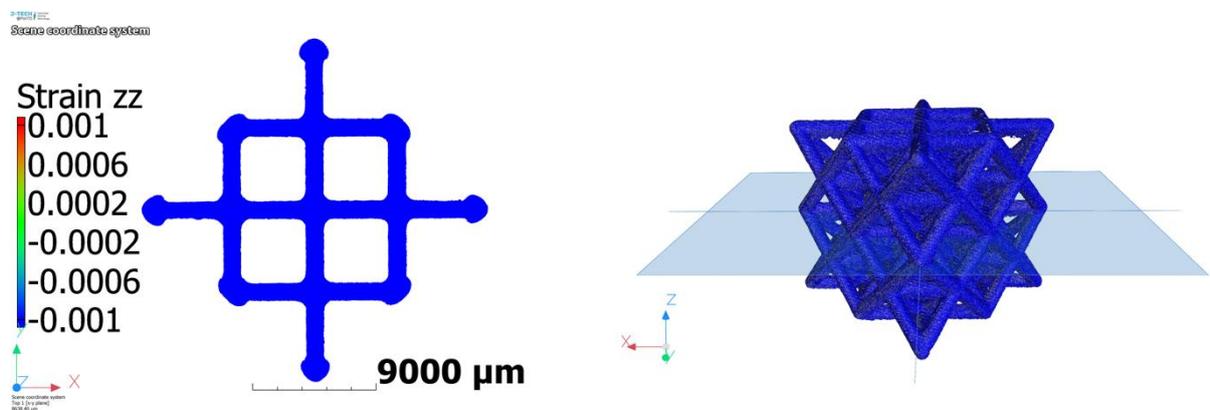


Figura 66.e) Campo di deformazioni-Z costante nel caso di trasformazione affine

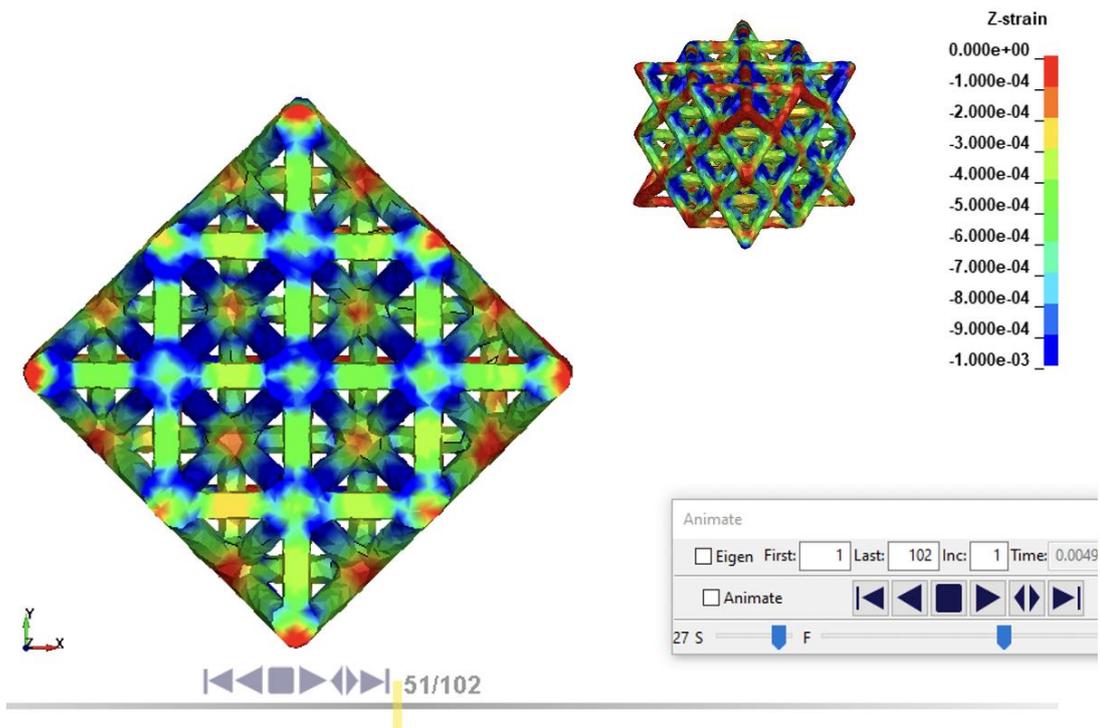


Figura 67.a) Campo di deformazioni-Z nel caso di simulazione FEM con formulazione 13

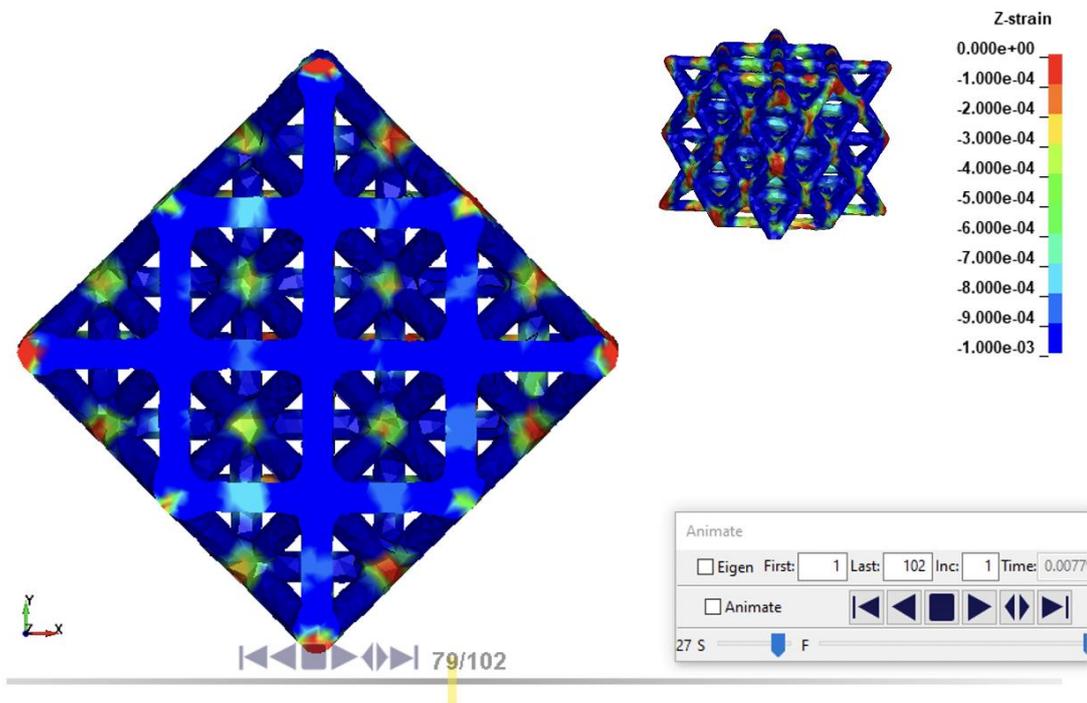


Figura 67.b) Campo di deformazioni-Z nel caso di simulazione FEM con formulazione 18

9.2 Confronto finale tra dati sperimentali e analisi FEM

Per scegliere il valore del numero di voxel ottimale tra quelli selezionati nelle precedenti analisi dei campi di spostamenti e deformazioni, si procede ad un confronto tra i valori dello spostamento-Z medio calcolato sulla solita sezione ortogonale alla direzione del carico e posizionata alla quota $z = 17,5 \text{ mm}$ per i risultati delle analisi DVC con diverso numero di voxel, sia nel caso di trasformazioni non-lineari, sia per il caso di trasformazione *affine*, insieme ai risultati del DIC e delle analisi FEM con la formulazione 13 più rigida e con la formulazione 18.

I valori di rigidità, calcolati come rapporto degli spostamenti-Z medi diviso il corrispondente carico di 4 kN , sono riportati in *Tabella 15*: si noti come c'è un'ottima corrispondenza tra tali valori, a conferma che la scelta della formulazione 13 più rigida è quella più corretta a discapito delle considerazioni fatte alla fine delle prime analisi DVC, che invece avevano mostrato una maggiore fluttuazione dei risultati al variare del numero di voxel. Infatti, i risultati presentavano una variabilità tale da trovare un caso del tutto fortuito che avesse una corrispondenza con la prova sperimentale sulla macchina di trazione che adesso, a posteriori, risulta essere imprecisa perché sottostima di parecchio la rigidità, a causa sicuramente di giochi interni alla macchina e delle dimensioni ridotte del provino, il quale subisce deformazioni "piccole" e non facilmente rilevabili con la risoluzione che possiede la macchina.

Tabella 15. Confronto dei valori di rigidità per le diverse analisi DVC, l'analisi DIC e la simulazione FEM

Modello	<u>DVC - 6</u> <u>voxel</u>	<u>DVC - 20</u> <u>voxel</u>	<u>DVC - 50</u> <u>voxel</u>	<u>DVC -</u> <u>100 voxel</u>	<u>DVC -</u> <u>affine</u>	<u>DIC</u>	<u>FEM 3D -</u> <u>equazione</u> <u>13</u>
RIGIDEZZA [N/mm]	59737	44253	48715	49128	49542	54990	73801

9.3 Nuove analisi FEM col modello ruotato rispetto l'asse y

Come era stato anticipato, i risultati delle ultime analisi DVC confrontati con i campi di spostamento-Z delle simulazioni FEM, avevano evidenziato una possibile piccola rotazione del provino nella fase di applicazione del carico a causa di un contatto non uniforme tra la parete della cella di carico e la superficie della struttura lattice. Come conseguenza di un contatto non uniforme, sono presenti delle zone di spostamento quasi nullo perché non c'è abbastanza aderenza tra quella parte della superficie superiore della cella e la parete di applicazione del carico (ossia le zone di colore di rosso in *Figura 68*, in cui è riportata la vista tridimensionale del campo degli spostamenti-Z utilizzando la formulazione 13 all'istante temporale numero 51, nel quale il carico applicato è pari proprio a 4 kN) e delle zone con spostamenti particolarmente elevati dove c'è contatto maggiore (ossia le zone di colore blu scuro sempre in *Figura 68*).

Per avere un contatto tra *rigidwall* e superficie superiore della cella lattice più uniforme, è stato necessario ruotare il modello di $0,2^\circ$ rispetto all'asse y. Il campo di spostamenti-Z risultante dal modello ruotato usando le formulazioni 13, 2 e 18 è rispettivamente riportato da *Figura 69.a* a *Figura 69.c*) nelle pagine successive: si noti come non vi è più quella leggera rotazione dovuta ad un contatto *rigidwall*-superficie provino non uniforme e di conseguenza il campo degli spostamenti-Z risulta avere un andamento con valori circa costanti e decrescenti in valore assoluto dall'alto verso il basso, se si considerano delle sezioni parallele tra loro e ortogonali alla direzione verticale di carico.

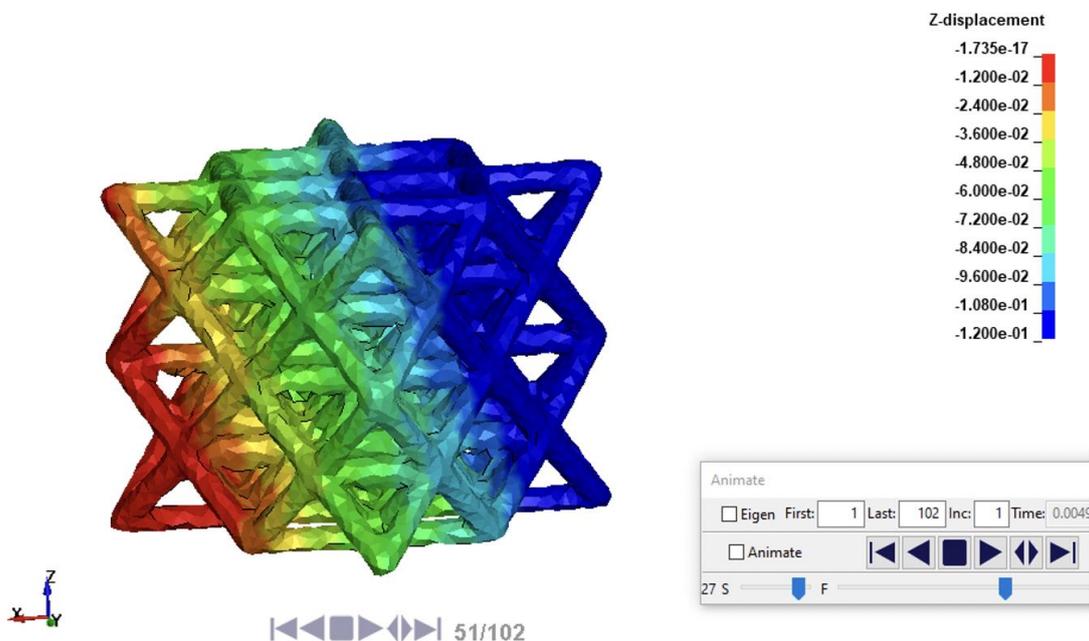


Figura 68. Campo degli spostamenti-Z con la formulazione 13 che evidenzia la leggera rotazione

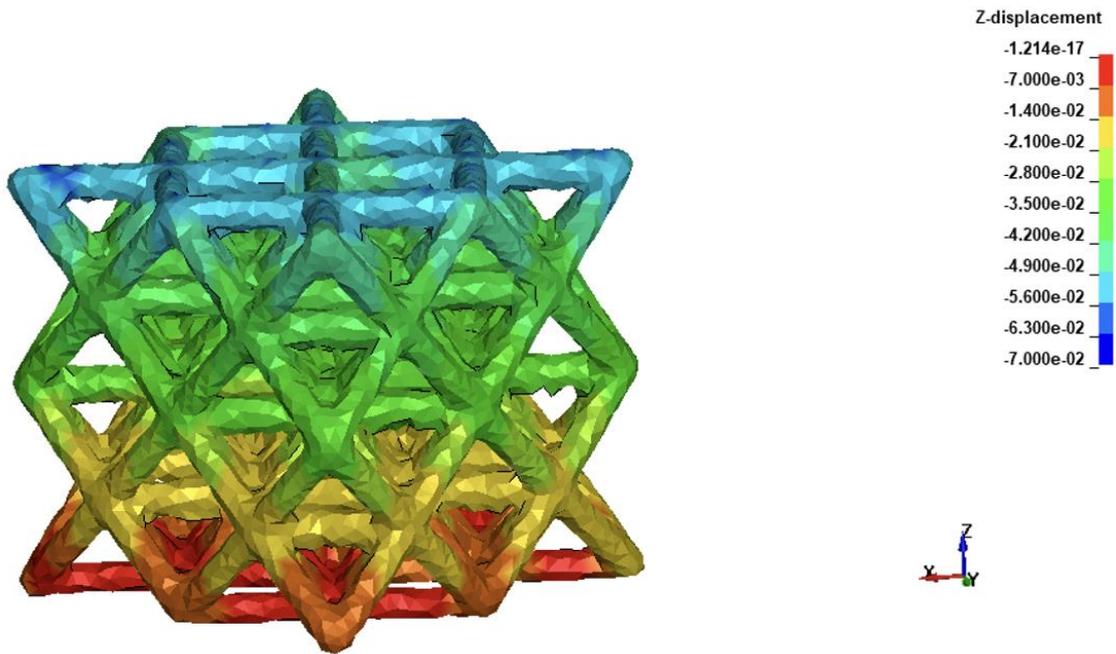


Figura 69.a) Campo degli spostamenti-Z con la formulazione 13 del modello ruotato di $0,2^\circ$ rispetto all'asse y

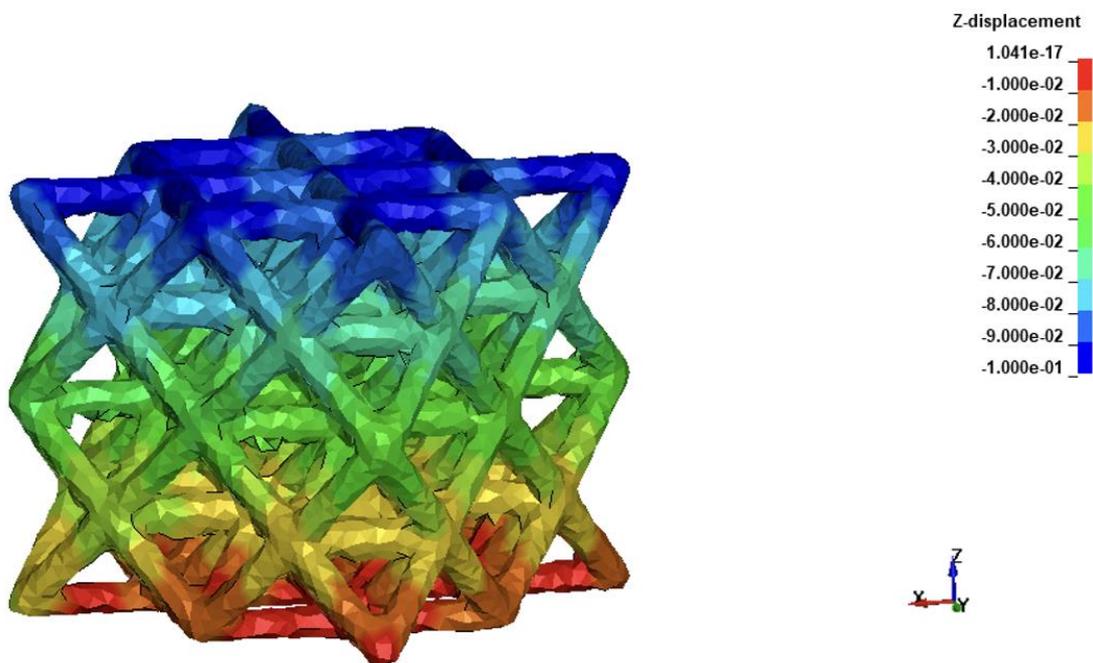


Figura 69.b) Campo degli spostamenti-Z con la formulazione 2 del modello ruotato di $0,2^\circ$ rispetto all'asse y

9.3 Nuove analisi FEM col modello ruotato rispetto all'asse y

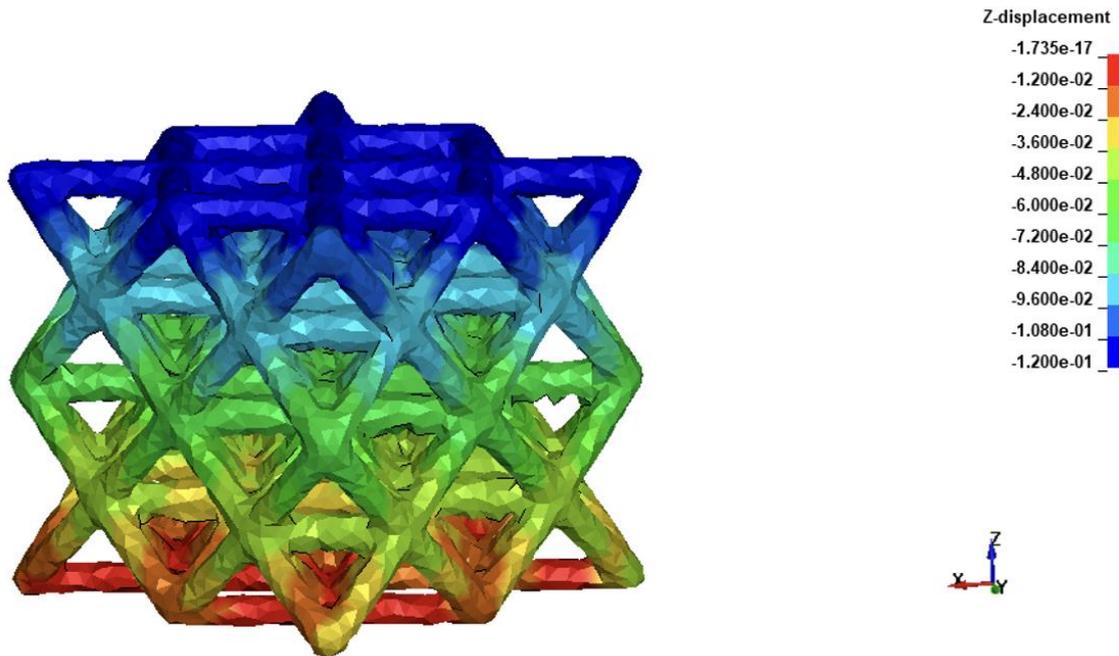


Figura 69.c) Campo degli spostamenti-Z con la formulazione 18 del modello ruotato di $0,2^\circ$ rispetto all'asse y

Infine, in *Tabella 16*, sono riportati i valori di rigidezza, trovati come rapporto dello spostamento-Z medio (calcolato sempre sulla sezione ortogonale alla direzione del carico, posizionata alla quota $z = 17,5 \text{ mm}$) per queste ultime simulazioni FEM con il modello leggermente ruotato diviso il carico sempre di 4 kN , insieme alle rigidzze di alcune delle precedenti analisi DVC, dell'analisi DIC e anche della curva sperimentale ottenuta dalla prova di compressione sulla macchina di trazione. Si noti che continua ad esserci una buona corrispondenza tra i valori delle analisi DVC e DIC con le simulazioni numeriche FEM, in particolare tra la formulazione 2 e l'analisi a 20 voxel, mentre la curva sperimentale sottostima la rigidezza e trova corrispondenza in parte solo con la formulazione 18, che però rimane un caso fortuito e da non considerare affidabile viste le imprecisioni della prova su macchina.

Tabella 16. Confronto dei valori di rigidezza per le diverse analisi DVC, l'analisi DIC, le simulazioni FEM con provino ruotato di $0,2^\circ$ rispetto l'asse y e la curva sperimentale da macchina di trazione

Modello	<u>DVC</u> - 6 voxel	<u>DVC</u> - 20 voxel	<u>DVC</u> - affine	<u>DIC</u>	<u>FEM –</u> equazione 13	<u>FEM –</u> equazione 2	<u>FEM –</u> equazione 18	<u>Curva</u> <u>speri-</u> <u>mentale</u>
RIGIDEZZA [N/mm]	59737	44253	49542	54990	80483	43620	32787	30769

9.4 Curva sperimentale “corretta”

Il risultato finale che è scaturito dalle ultime simulazioni numeriche con il modello leggermente ruotato rispetto all’asse y , è che l’analisi DVC avente una migliore corrispondenza risulta essere quella con un numero di voxel pari a 20, la quale presenta uno spostamento- Z medio pari a $\bar{z} = 90,39 \mu m$ a seguito dell’applicazione di carico mono assiale in direzione z di compressione pari a $4 kN$ e che comporta una risposta meccanica con una rigidezza decisamente maggiore del valore ottenuto tramite la classica di prova di compressione sulla macchina di trazione.

Dunque, a conclusione di questo lavoro, si calcolerà un coefficiente correttivo da moltiplicare alla curva sperimentale iniziale a valle di tutte le approfondite analisi DVC e delle simulazioni FEM: chiaramente si tratta di un fattore empirico calcolato come rapporto dello spostamento- Z medio del caso ritenuto più corretto, ossia l’analisi DVC con 20 voxel, è il corrispondente valore della curva sperimentale ottenuta dalla macchina di trazione con carico pari a $4 kN$ e tale fattore correttivo risulta pari a $k = 0,64$. Infine, si noti che in *Figura 70* sono riportate la curva sperimentale, quella “corretta” dal DVC con 20 voxel (insieme al fattore correttivo) e anche la curva ottenuta dal FEM usando la formulazione 2 che, dopo la rotazione del modello, risulta avere una pendenza quasi uguale a quella della curva “corretta” tramite DVC.

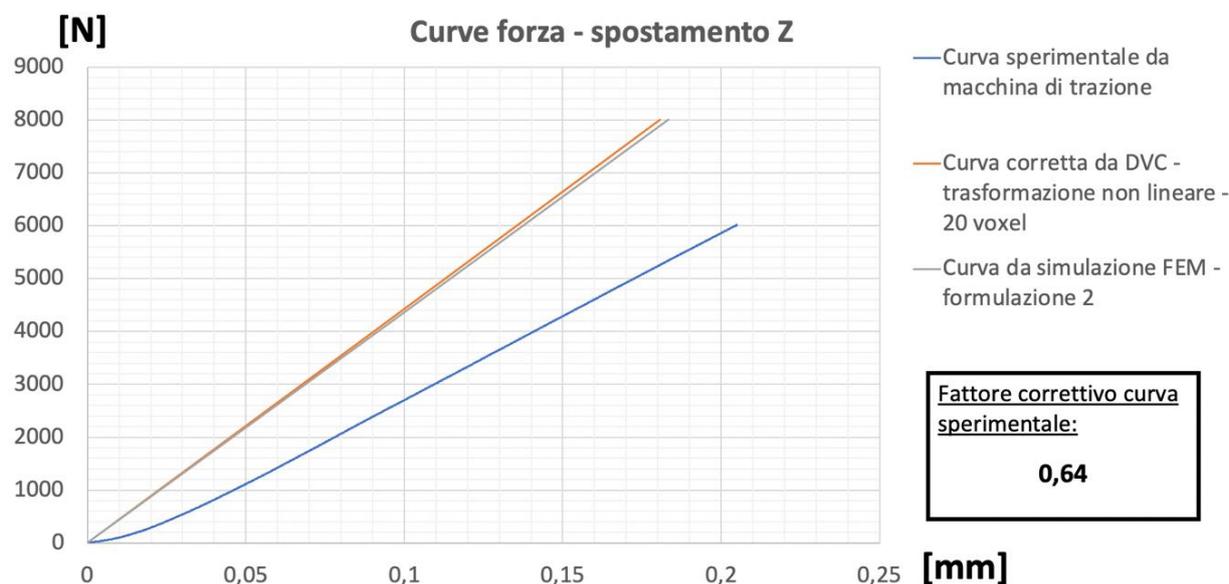


Figura 70. Rappresentazione grafica della curva sperimentale, della curva “corretta” tramite DVC, insieme al fattore correttivo, e della corrispondente curva da simulazione FEM

Capitolo 10

Conclusioni

Il risultato ottenuto alla fine del capitolo precedente, ossia la correzione della curva sperimentale tramite un coefficiente empirico ricavato dalla curva di rigidità più attendibile (che è quella ottenuta dal DVC con un numero di voxel pari a 20), è la risposta all'obiettivo principale dell'attività svolta, ossia la corretta caratterizzazione meccanica a compressione tramite micro-CT del provino in esame. La scelta è ricaduta sull'analisi a 20 voxel perché per un più basso numero di voxel il risultato è affetto da eccessivo rumore, mentre un più alto numero di voxel il risultato tende a quello errato della trasformazione *affine*, la quale non è in grado di rilevare, per la natura del suo algoritmo, la variazione del campo delle deformazioni. Inoltre, sempre dalle considerazioni del capitolo 9, il secondo obiettivo dell'attività svolta, ossia l'individuazione dei corretti parametri nel modello numerico agli elementi finiti del provino, è stato raggiunto in quanto la scelta della formulazione 2 degli elementi finiti per il modello ruotato rispetto all'asse *y*, presenta una rigidità quasi uguale a quella trovata con l'analisi DVC a 20 voxel.

Anche l'obiettivo che era stato prefissato nello studio della rugosità superficiale delle *beam* è stato raggiunto: in particolare, è stato verificato che è necessario diminuire il diametro del modello di *beam* equivalente 1D per avere gli stessi valori di rigidità delle *beam* "reali" da micro-CT e quindi in quest'ultima c'è effettivamente del materiale che non partecipa attivamente alla deformazione in campo elastico. Inoltre, in alcune *beam*, si nota una diminuzione del diametro più marcata, come nelle *beam* orizzontali che presentano una maggiore rugosità superficiale di quelle verticali. Quest'ultimo fatto è stato ulteriormente confermato dai risultati della successiva analisi statistica della *strain energy density* in cui, per le *beam* orizzontali, si possono chiaramente distinguere una zona centrale con valori elevati corrispondenti a deformazioni molto importanti e un'altra con bassi valori di densità d'energia di deformazione con piccole deformazioni, che corrisponde proprio agli elementi che "non lavorano" in campo lineare-elastico, mentre per le *beam* verticali è visibile un'unica zona uniforme.

Per concludere, considerando l'intero procedimento necessario a raggiungere l'obiettivo principale, ossia il calcolo della rigidità a compressione della cella lattice, si può dedurre una riflessione critica in merito alle strutture lattice di questa tipologia. In particolare, tali strutture in leghe metalliche stanno raccogliendo sempre un maggiore interesse negli ultimi tempi visto quali potenzialità di resistenza meccanica possono avere insieme ad un cospicuo alleggerimento dovuto ad una struttura in cui è stato eliminato tanto materiale "superfluo" da un punto di vista di resistenza meccanica, vantaggio che è possibile ottenere solo con tecnologie di fabbricazione additiva. Tuttavia, i limiti di queste tecnologie si manifestano nella rugosità superficiale che si portano dietro, come è stato ampiamente discusso, e anche delle importanti differenze in termini di risposta meccanica tra il comportamento che si vorrebbe ottenere idealmente e quello che risulta essere il comportamento meccanico reale del provino. Inoltre, per andare a correggere empiricamente i risultati ottenuti sperimentalmente, come è stato fatto nel caso in esame, è necessario adoperare una strumentazione hardware (il tomografo) e software (*VG Studio Max*, etc.) non indifferente sia come tempi di analisi che come costi, il che evidenzia quanto sia importante la ricerca in termini di miglioramento delle tecnologie di stampa e anche in termini di modelli previsionali più efficaci ed efficienti che presentano tempi computazionali e costi minori.

Bibliografia

- [1] M. Carraturo, G. Alaimo, S. Marconi, E. Negrello, E. Sgambitterra, C. Maletta, A. Reali, and F. Auricchio, *Experimental and Numerical Evaluation of Mechanical Properties of 3D-Printed Stainless Steel 316L Lattice Structures*, Journal of Materials Engineering and Performance (2021) Volume 30(7) –5247.
- [2] C. Boursier Niutta, R. Ciardiello, F. Berto, D.S. Paolino, A. Tridello, *On the influence of Additive Manufacturing defects on the energy absorption capability of a lattice structure*, Procedia Structural Integrity 42 (2022) 1449–1457.
- [3] M. Della Ripa, D.S. Paolino, A. Amorese, A. Tridello, *Numerical modelling of the mechanical response of lattice structures produced through AM*, Procedia Structural Integrity 33 (2021) 714–723.
- [4] Carlo Boursier Niutta, Raffaele Ciardiello and Andrea Tridello, *Experimental and Numerical Investigation of a Lattice Structure for Energy Absorption: Application to the Design of an Automotive Crash Absorber*, Polymers (2022) 14, 1116.
- [5] M. Suard, G. Martin, P. Lhuissier, R. Dendievel, F. Vignat, J.-J. Blandin, F. Villeneuve, *Mechanical equivalent diameter of single struts for the stiffness prediction of lattice structures produced by Electron Beam Melting*, Additive Manufacturing 8 (2015) 124–131.
- [6] A. Pérez-Sánchez, A. Yáñez, A. Cuadrado, O. Martel, N. Nuño, *Fatigue behaviour and equivalent diameter of single Ti-6Al-4V struts fabricated by Electron Beam Melting orientated to porous lattice structures*, Materials and Design 155 (2018) 106–115.
- [7] Pauline Delroisse, Pascal J. Jacques, Eric Maire, Olivier Rigo, Aude Simar, *Effect of strut orientation on the microstructure heterogeneities in AlSi10Mg lattices processed by selective laser melting*, Scripta Materialia (2017) Volume 141, 32-35.
- [8] Tobias Thiede, *A Multiscale Analysis of Additively Manufactured Lattice Structures*, Universität Potsdam (2019).
- [9] *VGStudio MAX: Reference Manual*, Volume Graphics GmbH, Germania (2021).
- [10] Jan Frostevarg, Jörg Volpp, Cassidy Thompson, Himani Siva Prasad, Tatiana Fedina, Frank Brückner, *Influence of the vapour channel on processing in laser powder bed fusion*, Procedia Manufacturing 36 (2019) 80-87.
- [11] Alberta Aversa, Mandanà Moshiri, Erica Librera, Mehdi Hadi, Giulio Marchese, Diego Manfredi, Massimo Lorusso, Sara Biamino, Mariangela Lombardi, *Single scan track analyses on aluminium based powders*, Journal of Materials Processing Technology, Volume 255 (2018) 17-25.
- [12] *LS-DYNA: Keyword User's Manual – Volume I-III*, Livermore Software Technology Corporation (LSTC), Stati Uniti (2007).

Ringraziamenti

Per il supporto e la guida nella realizzazione di questo elaborato, i ringraziamenti più sentiti vanno a tutti i relatori, in particolare ad Alessandro, Andrea e Carlo, che non solo hanno adempiuto al loro ruolo di tutoraggio per questa attività in maniera professionale e puntuale, ma a questo hanno unito anche il giusto supporto da un punto di vista umano, mostrandosi sempre cordiali e disponibili.

Un altro enorme ringraziamento va sicuramente ai miei genitori, i quali hanno sempre creduto in me, anzitutto finanziando gli studi grazie ai loro sacrifici e dandomi così un'opportunità che loro non hanno avuto, ma soprattutto supportandomi e spronandomi anche nei momenti più difficili a superare le avversità. Loro due sono state e saranno sempre le mie colonne portanti, il mio punto di riferimento, i miei eroi e non basterebbero le parole ad esprimere la mia gratitudine nei loro confronti, quindi, mi limito a ringraziarli ancora dal profondo e a mostrare loro il mio più sincero affetto, che rivolgo anche alla mia cara sorellina Federica, della quale sono orgoglioso e che ringrazio ugualmente per il supporto e alla quale auguro le più grandi fortune perché interamente meritate.

Il prossimo ringraziamento va ad un'altra colonna portante, ossia alla mia ragazza Benedetta, la quale mi è stata accanto negli ultimi complicati anni, ma che ha sempre visto in me quella voglia di voler dimostrare il proprio valore e di riscattarsi anche quelle volte in cui io stentavo a vederla personalmente, oltre ad aver condiviso tutte le mie ansie e preoccupazioni ascoltandomi sempre con sincerità e con lo spirito di chi non ti giudica e vuole farti sentire davvero compreso.

I successivi sentiti ringraziamenti vanno a tutti gli amici e i parenti più cari, i quali mi hanno fatto sentire sempre ben voluto e rispettato, e che negli anni, nonostante i miei alti e bassi, non hanno mai dubitato di me e del fatto che sarei riuscito anche a portare a compimento questo percorso.

Concludo con un augurio, quello di far il più possibile tesoro di questa esperienza universitaria, dalla quale esco decisamente rafforzato e ridimensionato sotto certi aspetti, ma alla quale dovrò essere sempre grato, avendomi insegnato che le cose nella vita spesso non vanno come si era pianificato, ma bisogna accettarlo e riuscire a cogliere "la bellezza collaterale" (per citare un film a me caro) anche nei momenti difficili che sono, visti dall'altro lato della medaglia, delle opportunità di crescita e di maturazione.

P.S. Guardo al futuro con ottimismo e con la consapevolezza di chi, raggiunto un traguardo che sembrava davvero lontano anni luce ad un certo punto, adesso ha una ritrovata fiducia in se stesso e non si pone limiti nell'inseguimento dei propri sogni. Grazie ancora di tutto.