



Politecnico di Torino

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria
Meccanica

Anno Accademico 2024/25
Sessione di Laurea Dicembre 2025

PROGETTAZIONE NUMERICA E VALIDAZIONE Sperimentale DI CRASHBOX BIO-INSPIRED PRODOTTE MEDIANTE ADDITIVE MANUFACTURING

Candidato: Antonio Montecucco

Relatori: Prof. Andrea Tridello
Prof. Carlo Boursier Niutta

Abstract

Negli ultimi anni lo studio dei dispositivi di sicurezza passiva ha assunto un ruolo sempre più importante nella progettazione di autoveicoli. In particolare, le crashbox, strutture deputate all’assorbimento dell’energia di impatto, rappresentano il punto focale dell’interesse dei progettisti in quanto strumenti essenziali per garantire l’incolumità dei passeggeri nell’abitacolo. In questo contesto, l’approccio bio-inspired è fortemente applicato, grazie alla natura che rappresenta una fonte di ispirazione per lo sviluppo di geometrie capaci di combinare leggerezza, stabilità e capacità di assorbimento energetico. Questo tipo di approccio, combinato con una branca in continuo sviluppo dell’ingegneria come l’additive manufacturing, rappresenta il fulcro di numerosissimi studi molto recenti. Il presente lavoro di tesi ha lo scopo di condurre uno studio di fattibilità sull’impiego di crashbox bio-inspired e stampate in 3D ma, allo stesso tempo, realizzabili su larga scala tramite tecniche di produzione tradizionali, verificandone prima il comportamento numerico e poi quello sperimentale. Sono stati sviluppati sei modelli ispirati a due differenti strutture naturali, le corna di alce e le chele del gambero mantide, in tre diverse lunghezze, per un totale quindi di diciotto modelli, disegnati inizialmente in SolidWorks, discretizzati in HyperMesh e simulati in LS-DYNA per la valutazione della capacità di assorbimento specifico di energia (SEA). È stato inoltre condotto uno studio parametrico separato, con lo scopo di analizzare l’influenza di alcuni parametri geometrici sull’efficienza energetica dei modelli, senza però che questo costituisse un criterio diretto di selezione dei prototipi da validare sperimentalmente. Tra tutti i modelli di partenza, infatti, sono stati scelti solo i sei più promettenti dal punto di vista puramente energetico, successivamente realizzati tramite stampa 3D e, infine, sottoposti a prove sperimentali di compressione quasi statica e impatto assiale, finalizzate alla validazione dei risultati numerici. Il confronto tra i risultati delle simulazioni e quelli sperimentali, ha evidenziato una buona correlazione delle curve forza–spostamento e una coerenza nei valori della SEA, confermando di conseguenza la validità dei modelli numerici e dell’approccio adottato. In particolare, le crashbox bio-inspired sviluppate in questo elaborato, hanno mostrato una maggiore capacità di assorbimento specifico di energia rispetto ad una crashbox tradizionale di riferimento, estratta dal modello numerico di un autoveicolo in circolazione. Questi risultati dimostrano come l’approccio bio-inspired rappresenti un miglioramento in termini di sicurezza passiva in ambito automobilistico, mantenendo al contempo potenzialità di produzione a livello industriale.

Indice

Elenco delle figure	v
Elenco delle tabelle	vi
1 Introduzione	1
1.1 Crashbox	2
1.2 Progettazione di strutture dal design bio-inspired	3
1.3 Stato dell'arte	4
1.4 Obiettivo dell'elaborato	6
1.4.1 Corna di alce	6
1.4.2 Chele del gambero mantide	7
2 Sviluppo modelli	9
2.1 Disegno dei modelli in SolidWorks	9
2.1.1 Modelli CAD: corna di alce	10
2.1.2 Modelli CAD: chele del gambero mantide	14
2.2 Creazione della mesh in HyperMesh	17
2.3 Modello numerico	19
2.3.1 Importazione e validazione mesh	19
2.3.2 Setup delle keyword di simulazione	20
2.3.3 Condizioni iniziali e al contorno	21
2.3.4 Definizione del materiale	22
2.3.5 Spessore e riduzione sovrapposizioni numeriche	23
3 Analisi dei risultati	26
3.1 Dati in uscita	26
3.1.1 Andamento della forza durante la prova di impatto	26
3.1.2 Andamento dello spostamento durante la prova di impatto	27
3.2 Tracciamento grafico forza-spostamento	27
3.3 Calcolo SEA	29
3.3.1 calcolo SEA punto per punto (SEA_1)	30
3.3.2 calcolo SEA con spostamento imposto (SEA_2)	31

4 Crashbox bio-inspired in carbon-nylon	34
4.1 Risultati	34
4.2 Studio parametrico	36
4.3 Modello reale di riferimento	39
5 Crashbox bio-inspired in ABS	44
5.1 Materiali e metodi di caratterizzazione	44
5.1.1 Materiale e stampante	44
5.1.2 Prove di trazione	46
5.2 Metodologia delle prove sperimentali	50
5.2.1 Prove di compressione	51
5.2.2 Prove di impatto	53
5.3 Metodologia delle simulazioni numeriche	54
5.3.1 Simulazioni quasi-statiche di compressione	55
5.3.2 Simulazioni di impatto	58
5.3.3 Creazione modelli in scala	60
5.4 Risultati e confronti	62
5.4.1 Confronto tra le curve di compressione	62
5.4.2 Coefficienti di strain rate	64
5.4.3 Confronto curve di impatto	66
5.4.4 Confronto modi di rottura	69
5.4.5 Influenza direzione di stampa	76
5.4.6 Confronto modelli bio-inspired con crashbox reale	77
6 Conclusioni	81
A Analisi complementari	84
A.1 Intervalli plateau	84
A.2 Energia assorbita e cinetica per i modelli di crashbox in carbon-nylon	86
A.3 Stima approssimativa dei parametri di Cowper-Symonds per ABS stampato 3D	88
B Codici MATLAB	90
B.1 Calcolo della SEA	90
B.2 Analisi tramite tecnica DIC	95
B.3 Tracciamento degli andamenti delle prove di trazione	101
B.4 Tracciamento degli andamenti delle prove di compressione	104
B.5 Analisi dei dati delle prove di impatto	107
Bibliografia	109

Elenco delle figure

1.2.1 Biomimicry Design Spiral. Immagine tratta da [1]	4
1.4.1 Struttura gerarchica delle corna di alce. Immagine tratta da [10]	7
1.4.2 (a) gambero mantide; (b) immagine SEM che mostra l'organizzazione elicoidale delle fibre; (c) rappresentazione schematica della struttura bouligand. Immagine tratta da [13]	8
2.1.1 Primo modello corna, vista dall'alto	11
2.1.2 Secondo modello corna, vista dall'alto	12
2.1.3 Terzo modello corna, vista dall'alto	12
2.1.4 Dimensioni geometriche modelli corna	13
2.1.5 Primo modello chele, vista dall'alto	15
2.1.6 Secondo modello chele, vista dall'alto	15
2.1.7 Terzo modello chele, vista dall'alto	16
2.1.8 Dimensioni geometriche modelli chele	16
2.2.1 Esempio di mesh generata su un modello con struttura bouligand . .	18
2.3.1 Finestra per il controllo della qualità della mesh importata	19
2.3.2 Finestra keyword	20
2.3.3 Vincoli e impattatore	22
2.3.4 Shell con spessori diversi per ridurre le sovrapposizioni numeriche . .	24
3.2.1 Esempio di curva forza-spostamento con risalita	28
3.2.2 Esempio di curva forza-spostamento dopo aver tagliato la risalita . .	29
3.3.1 Esempio di calcolo della SEA_1	31
3.3.2 Esempio di calcolo della SEA_2	32
4.2.1 Vista superiore della sezione trasversale delle otto configurazioni con angolo di rotazione variabile tra 10° e 45°	37
4.2.2 Andamento della SEA_1 e della SEA_2 in funzione dell'angolo di rotazione.	38
4.3.1 Modello Yaris Sedan	40
4.3.2 Crashbox reale di riferimento	41
4.3.3 Forza-spostamento crashbox Yaris	42
4.3.4 Modo di rottura crashbox Yaris	43
5.1.1 Stampante Bambu Lab X1E. Immagine tratta da [16]	45
5.1.2 Stampa provini	46

5.1.3 Sistema di misura DIC	47
5.1.4 Grafici sforzo-deformazione prove di trazione	49
5.1.5 Curva sforzo-deformazione ingegneristica vs. effettiva	50
5.2.1 Esempio di crashbox soggetta a test di compressione	52
5.2.2 Banco prova test di impatto	54
5.3.1 Modello LS-DYNA per le simulazioni di compressione	56
5.4.1 Curva sperimentale vs. simulazione, compressione quasi-statica	62
5.4.2 Curve sperimentali vs. simulazioni con valori definitivi di C e P	64
5.4.3 Curve sperimentali vs. simulazione, test di impatto a 3.5 m/s	66
5.4.4 Curve sperimentali vs. simulazione, test di impatto a 7.6 m/s	67
5.4.5 Curva sperimentale vs. simulazione, test di impatto per un modello ispirato alle corna di alce	68
5.4.6 Confronto modi di rottura crashbox carbon-nylon (a sinistra) vs. crashbox ABS (a destra), simulazioni di impatto	70
5.4.7 Confronto modi di rottura nelle prove di compressione	71
5.4.8 Formazione delle prime pieghe	72
5.4.9 Innesco e frattura	73
5.4.10 Frattura globale	74
5.4.11 Deformazione a impatto di una crashbox ispirata alle corna di alce . .	75
5.4.12 Curve sforzo-deformazione, diversa direzione di stampa del provino .	76
5.4.13 Curve forza-spostamento a confronto	79

Elenco delle tabelle

2.1.1 Caratteristiche geometriche dei modelli ispirati alle corna di alce	13
2.1.2 Caratteristiche geometriche dei modelli ispirati alle chele del gambero mantide	17
4.1.1 Risultati SEA per i modelli ispirati alle corna di alce	35
4.1.2 Risultati SEA per i modelli ispirati alle chele del gambero mantide . .	36
4.2.1 Risultati SEA per i modelli con variazione di angolo	38
4.3.1 Risultati SEA per la crashbox estratta dalla Yaris Sedan	41
5.1.1 Risultati prove di trazione	48
5.3.1 Risultati per i modelli ispirati alle corna di alce	61
5.3.2 Risultati per i modelli ispirati alle chele del gambero mantide	61
5.4.1 Risultati SEA per i modelli ispirati alle corna di alce in ABS	78
5.4.2 Risultati SEA per i modelli ispirati alle chele del gambero mantide in ABS	78
A.1.1 Intervalli plateau per ciascun modello ispirato alle corna di alce	84
A.1.2 Intervalli plateau per ciascun modello ispirato alle chele del gambero mantide	85
A.2.1 Energia assorbita e differenza percentuale per i modelli ispirati alle corna di alce	86
A.2.2 Energia assorbita e differenza percentuale per i modelli ispirati alle chele del gambero mantide	87

Capitolo 1

Introduzione

Nella progettazione e produzione di autoveicoli a livello industriale, uno degli aspetti fondamentali su cui si pone maggiormente l'attenzione è quello relativo alla sicurezza degli occupanti. In questo ambito si distinguono due categorie di dispositivi di sicurezza: quelli *attivi*, che si occupano principalmente di prevenzione dell'urto, e quelli *passivi*, che invece mirano a limitare i danni ai passeggeri una volta che l'impatto è già avvenuto. Esempi tipici dei primi sono il sistema di frenata automatica di emergenza (*AEB*), il cruise control adattivo e il controllo elettronico della stabilità (*ESC*); rientrano invece nella seconda categoria dispositivi come gli airbag e le cinture di sicurezza.

In questo contesto è possibile introdurre il concetto di *crashworthiness*, legato alla sicurezza passiva, che rappresenta la capacità di un veicolo di dissipare energia cinetica durante un urto in modo da ridurre, fino a eliminare, le sollecitazioni che vengono trasmesse alle persone all'interno dell'abitacolo. L'obiettivo è quindi quello di avere una struttura capace di salvaguardare l'incolumità dei passeggeri limitando le accelerazioni e le intrusioni interne.

Le caratteristiche di crashworthiness che un veicolo deve possedere per poter essere immesso sul mercato sono regolate da normative internazionali che prevedono specifici test di impatto, finalizzati alla valutazione dell'effettiva capacità della struttura del veicolo di assorbire l'energia cinetica e proteggere gli occupanti. A livello europeo, uno dei protocolli maggiormente riconosciuti e diffusi è senza dubbio l'*EuroNCAP*, che adotta un sistema di valutazione basato esclusivamente sulla sicurezza dell'autoveicolo durante una serie di urti controllati, eseguiti su prototipi dotati di manichini antropomorfi e sensori accelerometrici.

Per garantire quindi un comportamento globale ottimale dell'autoveicolo, in fase di progettazione è necessario tenere in considerazione molteplici fattori: dalla forma geometrica delle varie sottostrutture, alla tipologia dei materiali impiegati, fino al corretto comportamento dei meccanismi di assorbimento dell'energia cinetica.

È proprio su quest'ultimo aspetto, relativo alle strutture dedicate all'assorbimento di energia, che si concentrerà il presente elaborato.

1.1 Crashbox

L'assorbimento dell'energia cinetica generata durante un impatto è reso possibile dalla presenza di elementi sacrificali denominati *crashbox*, posizionati tra il paraurti e il longherone anteriore del veicolo. Il loro compito è quello di deformarsi in modo controllato durante l'urto, trasformando l'energia cinetica in energia di deformazione plastica, al fine di ridurre la decelerazione e limitare i picchi di forza trasmessi agli occupanti e che potrebbero risultare lesivi. Le crashbox rappresentano dunque dispositivi di assorbimento d'energia fondamentali per attenuare l'urto prima che questo coinvolga la cellula abitativa.

La realizzazione delle crashbox viene solitamente fatta con una lega di alluminio che permette di ottenere un'ottima combinazione di leggerezza e resistenza, in modo da avere una deformazione plastica controllata senza incorrere in cedimento fragile. Questo materiale risulta ideale anche dal punto di vista della produzione industriale in quanto è facilmente estrudibile, permettendo così di produrre in serie, a basso costo e con elevata ripetibilità.

Le crashbox, da un punto di vista strutturale, devono rispettare dei requisiti di rigidezza ben precisi: essendo elementi sacrificali la loro cedevolezza deve essere maggiore rispetto a quella del longherone a cui sono collegate, in modo da essere i primi dispositivi a deformarsi in seguito all'impatto. Allo stesso tempo però, una rigidezza estremamente bassa comporterebbe un assorbimento insufficiente di energia con conseguenti ripercussioni sulla cellula abitativa. Anche il comportamento durante la deformazione plastica è una caratteristica molto importante da considerare in fase di progettazione: è necessario evitare fenomeni di *buckling laterale*, che comporterebbero instabilità nell'assorbimento di energia durante l'impatto.

Esistono ovviamente numerosi parametri fisici che permettono di valutare le prestazioni delle crashbox evidenziando i loro pregi e i loro difetti, così da avere parametri da ottimizzare durante la fase di progettazione quali per esempio la SEA, definita come l'energia assorbita per unità di massa:

$$SEA = \frac{EA}{m} \quad [\text{kJ kg}^{-1}] \quad (1.1)$$

dove EA è l'energia assorbita [kJ] e m è la massa della struttura deformata [kg].

1.2 Progettazione di strutture dal design bio-inspired

Nel corso degli ultimi anni, in numerosi settori come l'architettura, la medicina e l'ingegneria, si è diffusa la tendenza a ottimizzare soluzioni già esistenti o di crearne di nuove, ispirandosi alla natura, sviluppando così *design bio-inspired*. Questo approccio innovativo si basa sull'osservazione, l'analisi e la replicazione di forme, strutture e persino interi processi naturali che si sono sviluppati nel tempo grazie a complessi processi evolutivi. Sfruttare a proprio vantaggio la tendenza della natura a seguire il principio del massimo rendimento con il minimo dispendio di energia, ha portato allo sviluppo della *biomimesi*, la disciplina che si occupa dello studio e dell'imitazione dei processi biologici per risolvere i problemi ingegneristici dell'uomo. Il processo di creazione di un design bio-inspired può essere rappresentato graficamente per esempio tramite la *Biomimicry Design Spiral*, introdotta da Ghosh e Ramakrishna [1], che suddivide tale processo in sei fasi, dalla valutazione del problema alla soluzione. Esistono numerosi esempi di utilizzo di design bio-inspired tra cui:

- treni ad alta velocità, il cui muso è ispirato ai colibrì così da migliorarne l'aerodinamica [2]
- pannelli fotovoltaici orientabili, ispirati ai girasoli e quindi progettati per seguire la luce del sole ed aumentare quindi il tempo di esposizione ai raggi solari [3]
- braccio di presa flessibile ispirato alla proboscide degli elefanti, sviluppato dall'azienda Festo, capace di afferrare oggetti con grande precisione [4]

I principi alla base della biomimesi possono essere applicati anche allo sviluppo di crashbox, al fine di ottenere strutture con maggiore efficienza di assorbimento energetico, massa ridotta e con un migliore comportamento a deformazione con ridotte instabilità.

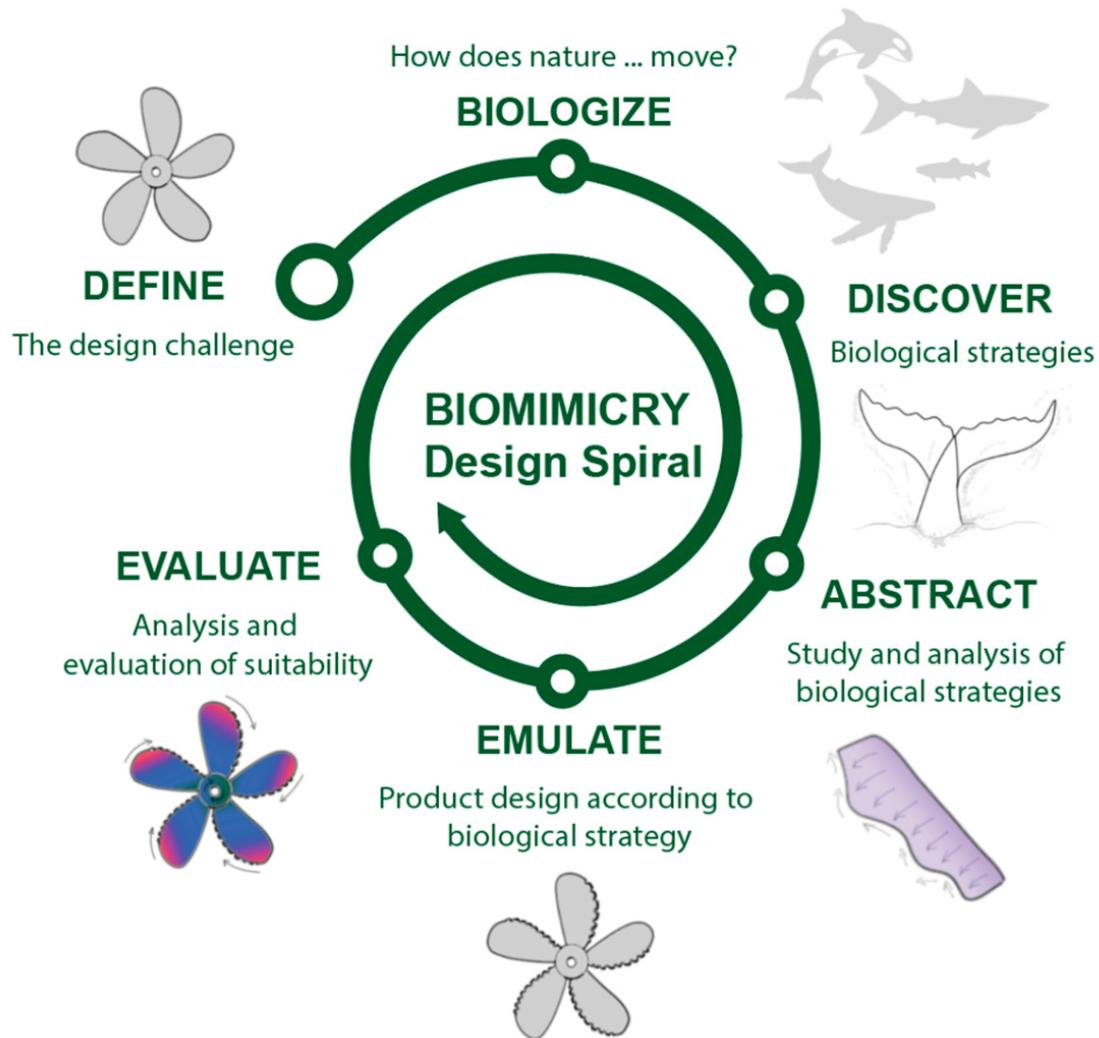


Figura 1.2.1: Biomimicry Design Spiral. Immagine tratta da [1]

1.3 Stato dell'arte

Lo sviluppo dell'industria automobilistica ha portato ad un crescente interesse verso l'ottimizzazione della deformazione progressiva e controllata delle crashbox, con conseguente ricerca di geometrie sempre più efficienti. In *A review on crashworthiness studies of crash box structure* [5] vengono riportati studi condotti sia per via

numerica che sperimentale su crashbox con diversi design. L'articolo evidenzia come la variazione dei parametri geometrici influenzi direttamente il comportamento, la stabilità e l'efficienza di assorbimento energetico delle strutture. Viene inoltre sottolineato come anche il materiale impiegato e le tecniche produttive abbiano un impatto significativo sulle prestazioni finali.

Un altro approccio emerso negli ultimi anni, consiste nell'abbandonare le tradizionali tecniche di produzione di crashbox in favore della fabbricazione additiva, realizzandole così tramite stampa 3D. In *Crash performance of a novel bio-inspired energy absorber produced by additive manufacturing using PLA and ABS materials* [6] vengono presentati studi condotti su crashbox stampate in ABS e PLA, caratterizzate da un design bio-inspired che richiama le ramificazioni delle foglie di fico e sottoposte a impatto assiale. Lo studio dimostra quindi che, adottando approcci innovativi di produzione e di design, è possibile ottenere un incremento delle prestazioni energetiche anche utilizzando materiali leggeri ed economici.

Sono stati condotti diversi studi finalizzati al confronto tra crashbox tradizionali e crashbox basate su geometrie bio-inspired, come illustrato nel lavoro *Design and Optimization of Bioinspired Multicell Tubes for Energy Absorption under Axial and Oblique Loading* [7]. In questo studio viene esaminato il comportamento di strutture tubolari multicella ispirate alla sezione trasversale del bambù, confrontandole con strutture dalla geometria convenzionale. I risultati mostrano che le soluzioni bio-inspired garantiscono migliori prestazioni in termini di assorbimento energetico e stabilità durante la deformazione rispetto a quelle tradizionali, sia in condizioni di carico assiale che obliquo.

La combinazione tra design bio-inspired e fabbricazione additiva rappresenta una delle tendenze emergenti più promettenti per la produzione di crashbox, come dimostrano i numerosi studi condotti sull'argomento. Ad esempio, in *A review of recent research on bio-inspired structures and materials for energy absorption applications* [8] vengono presentate molteplici geometrie ispirate alla natura, tra cui quelle ispirate alla struttura di equiseto, bambù, legno, ossa, tendini e pomelo. Alla luce di ciò, è possibile affermare che la ricerca di soluzioni bio-inspired, nonostante la recente diffusione, risulti già ampiamente diffusa e praticata, con una varietà di configurazioni già esplorate e validate nella letteratura scientifica.

Un'altra linea di analisi considerata nello sviluppo del presente elaborato, riguarda l'effetto delle strutture gerarchiche bio-inspired sull'efficienza di assorbimento energetico. Come riportato in *Energy absorption characteristics of bio-inspired hierarchical multi-cell bi-tubular tubes* [9], l'introduzione di una gerarchia strutturale nella sezione trasversale della crashbox, ottenuta tramite elementi concentrici ramificati, consente un incremento significativo della SEA rispetto alle strutture convenzionali del tutto prive di gerarchia. Inoltre, lo studio mostra come la SEA cresca proporzionalmente con il livello di gerarchia introdotto, evidenziando l'influenza dell'architettura interna sulla risposta meccanica ed energetica del sistema.

1.4 Obiettivo dell'elaborato

Il seguente elaborato verterà sul campo della sicurezza passiva dei veicoli, ponendo l'obiettivo di progettare, produrre e testare, sia per via numerica che sperimentale, diversi design di crashbox ispirati a strutture naturalmente esistenti, con l'intento di ottenere dispositivi leggeri, stabili ed energeticamente efficienti. Come si è visto, la natura offre numerosi esempi di strutture ottimizzate evolutivamente per resistere agli impatti. In particolare, in questo elaborato si prenderanno come riferimento due particolari elementi biologici: le corna di alce e le chele del gambero mantide.

1.4.1 Corna di alce

Le *corna di alce* rappresentano un chiaro esempio di struttura naturale ottimizzata: il loro processo evolutivo ha portato allo sviluppo di una struttura gerarchica anisotropa che, unita con il materiale composito naturale di cui sono costituite, è in grado di ostacolare la propagazione di cricche e limitare le fratture. Queste proprietà rendono le corna ideali per sostenere urti violenti e sporadici, proprio come avviene durante i combattimenti. In *Dynamic fracture resilience of elk antler: Biomimetic inspiration for improved crashworthiness* [10] tali aspetti vengono approfonditi e analizzati, proponendo esplicitamente questa struttura come modello di riferimento bio-inspired per studi sul crashworthiness.

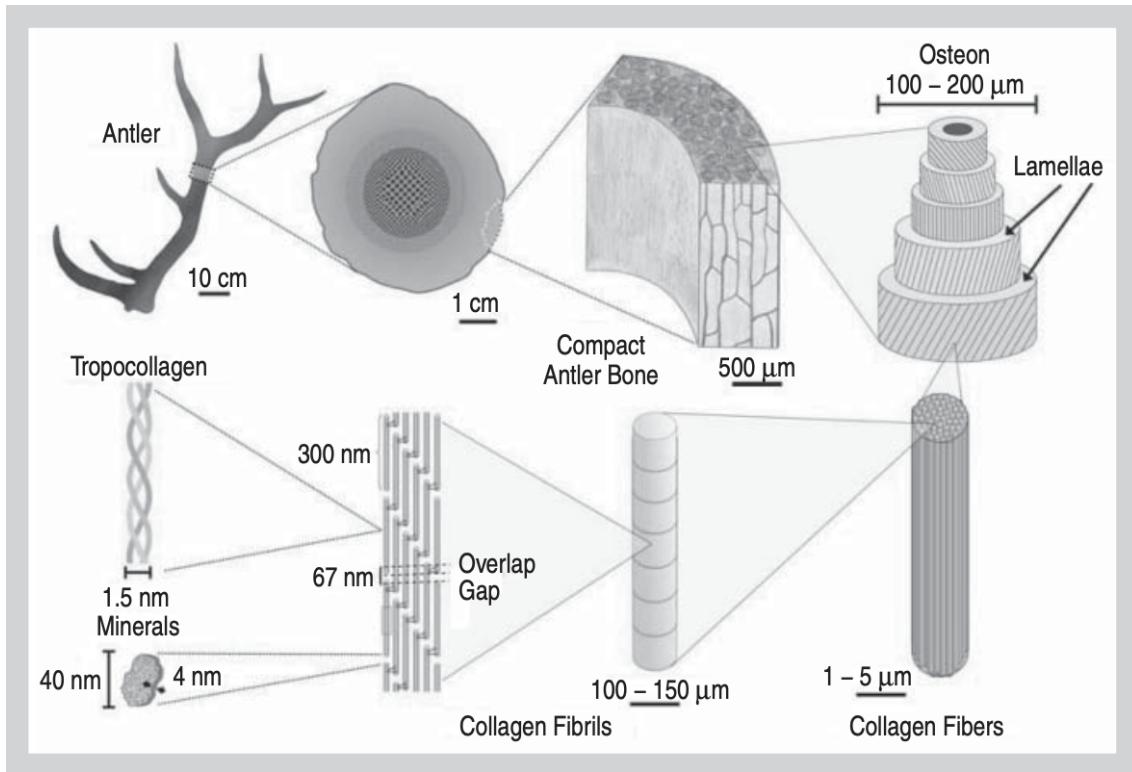


Figura 1.4.1: Struttura gerarchica delle corna di alce. Immagine tratta da [10]

1.4.2 Chele del gambero mantide

Le *chele del gambero mantide* rappresentano anch'esse un interessante esempio di come l'evoluzione abbia portato alla formazione di una struttura con elevata resistenza agli urti. Questo crostaceo possiede due chele, utilizzate nella caccia, capaci di sferrare colpi ad altissima velocità, paragonabili a quella di un proiettile, con forze che possono raggiungere i 1500 N . Inoltre, l'impatto genera una bolla di cavitazione che, colllassando istantaneamente, produce una seconda onda d'urto altrettanto distruttiva [11]. Per poter resistere a tali sollecitazioni impulsive, le chele del gambero mantide si sono evolute fino a sviluppare la cosiddetta *struttura bouligand*, un'architettura gerarchica elicoidale altamente efficiente nella dissipazione dell'energia di impatto. In *Damage tolerance of bio-inspired helicoidal composites under low velocity impact* [12] si dimostra, tramite simulazioni numeriche svolte con LS-DYNA, che composti laminati costituiti da layers con disposizione elicoidale presentano proprietà di resistenza al danneggiamento da impatto superiori rispetto ai laminati standard, a parità di spessore.

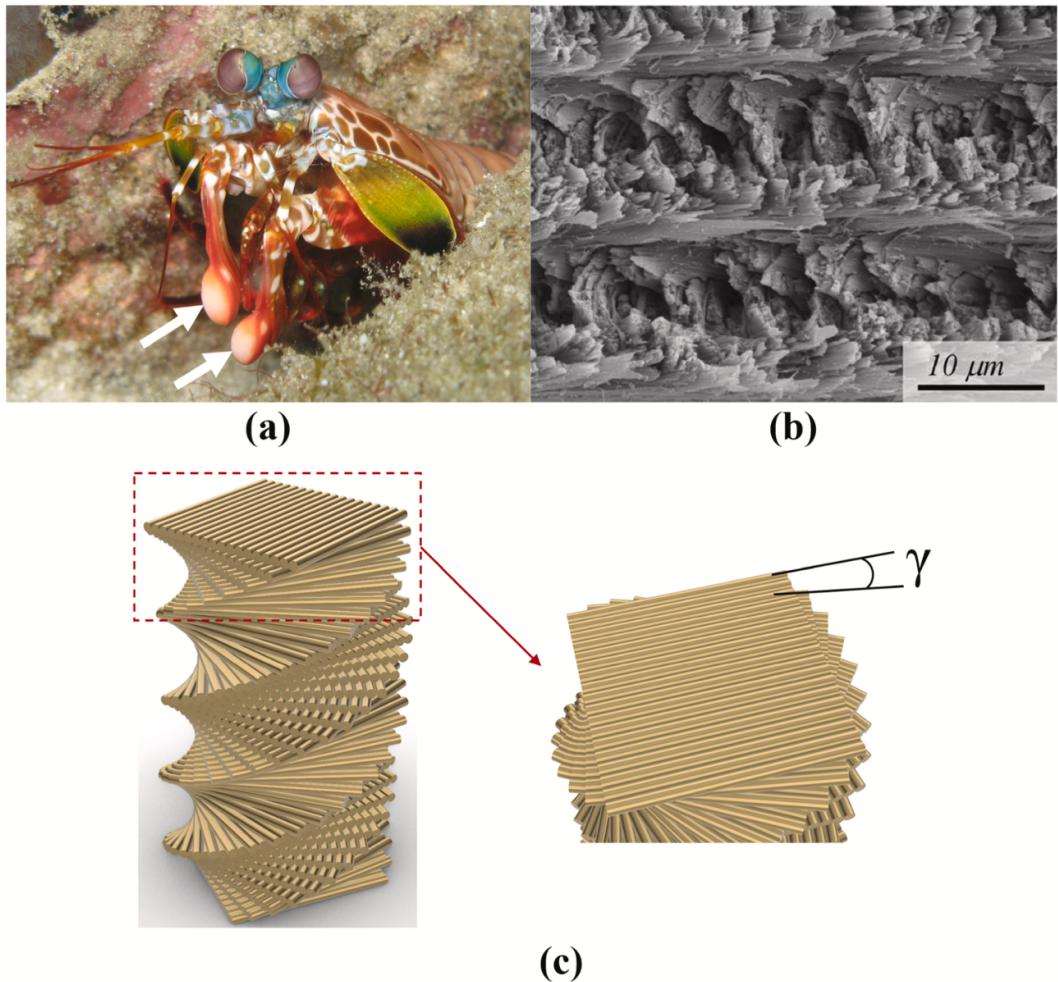


Figura 1.4.2: (a) gambero mantide; (b) immagine SEM che mostra l'organizzazione elicoidale delle fibre; (c) rappresentazione schematica della struttura bouligand. Immagine tratta da [13]

Capitolo 2

Sviluppo modelli

Partendo dalle strutture presentate come base di ispirazione, si sviluppano i modelli da progettare, testare e validare. Per ciascun elemento biologico di riferimento vengono realizzati tre diversi modelli, ciascuno con tre lunghezze distinte: 100, 150 e 210 mm, per un totale di diciotto modelli, nove derivanti dalle corna di alce e altri nove dalle chele del gambero mantide.

Lo sviluppo di tutti questi modelli segue sempre lo stesso flusso operativo: si parte dal disegno su SolidWorks, si procede con la creazione della mesh in HyperMesh, la si importa in LS-DYNA e, infine, si procede con le simulazioni e la successiva analisi dei risultati.

2.1 Disegno dei modelli in SolidWorks

Nella fase di realizzazione dei modelli CAD, si sono tenuti in considerazione sia dei vincoli di design che dei vincoli di produzione. L'idea di fondo è quella di progettare una crashbox, realizzabile tramite stampa 3D, ma che al contempo mantenga una geometria compatibile con le tecniche di produzione industriale tradizionali, come per esempio l'estruzione. Per questo motivo, tutti i modelli sono stati sviluppati con sezione costante lungo l'asse longitudinale, senza variazione di spessore in altezza.

Inoltre, le strutture sono state realizzate con diversi gradi di gerarchia, definiti come il numero di forme concentriche all'interno della sezione trasversale. Come riportato nell'articolo precedentemente citato *Energy absorption characteristics of bio-inspired hierarchical multi-cell bi-tubular tubes* [9], a un aumento del grado di

gerarchia corrisponde un aumento della SEA. È importante però specificare che, in tale studio, l'analisi viene condotta mantenendo inalterata la forma di base della struttura, aggiungendo semplicemente elementi interni concentrici a una geometria iniziale già ottimizzata. Nel presente lavoro, invece, la variazione del grado di gerarchia tra i modelli comporta una modifica diretta anche della forma della sezione stessa, variando posizione, dimensione, numero e distribuzione degli elementi concentrici. Le scelte progettuali di design in questa prima fase, sono state quindi effettuate con un criterio qualitativo, senza ricorrere ad algoritmi di ottimizzazione della geometria come avviene in altri articoli presenti in letteratura. Si è preferito esplorare una varietà di soluzioni con caratteristiche geometriche diverse, ispirate alla stessa struttura naturale, seguendo principi noti ma senza però ripercorrere approcci già consolidati.

La lunghezza massima dei modelli è stata scelta di 210 mm per permettere un'eventuale stampa in scala 1:1 all'interno della stampante, che possiede un piano di stampa di dimensioni pari a $256 \times 256 \times 256\text{ mm}^3$ [14]. A parità di condizioni iniziali di impatto, a lunghezze diverse nei modelli corrispondono anche spessori diversi: le crashbox più lunghe presenteranno uno spessore minore rispetto a quelle più corte, così da permettere a tutte le strutture di assorbire la totalità dell'energia d'urto indipendentemente dalla lunghezza.

2.1.1 Modelli CAD: corna di alce

Il metodo di progettazione dei tre design ispirati alle corna di alce, deriva direttamente dalla struttura reale di questi elementi biologici come rappresentato in figura 1.4.1: una struttura porosa centrale è avvolta esternamente da una zona corticale densa e compatta così da formare un'architettura capace di assorbire e disperdere efficientemente l'energia di impatto. Si progettano quindi modelli con zone differenziate per spessore all'interno della sezione trasversale (lungo l'asse longitudinale non si hanno variazioni come specificato in precedenza), con pareti esterne più spesse e zone interne più sottili. Questa differenziazione aiuta la struttura a deformarsi in maniera controllata evitando il fenomeno di buckling globale, ottimizzando la deformazione e il controllo del collasso.

Come è possibile osservare, il primo modello presenta tre livelli concentrici (figura 2.1.1), il secondo due (figura 2.1.2) e infine il terzo uno (figura 2.1.3). La variazione del grado di gerarchia tra i modelli è stata introdotta al fine di esplorare soluzioni con forme diverse ma aventi tutte lo stesso archetipo di partenza.

In tabella 2.1.1, per ogni modello sono indicati: lo spessore esterno, lo spessore interno e il diametro esterno. La variabilità di quest'ultimo deriva dalle scelte progettuali adottate per i singoli modelli. In particolare, si è deciso di definire univocamente lo spessore delle varie zone, lasciando che fosse il diametro esterno a variare di conseguenza. L'indicazione visiva di queste grandezze geometriche è riportata in figura 2.1.4.

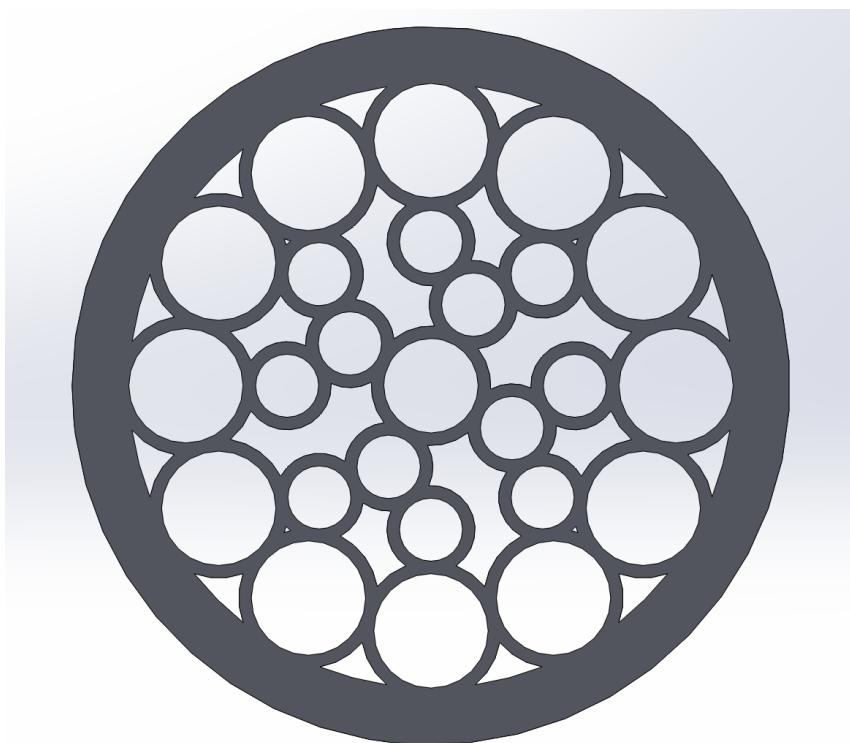


Figura 2.1.1: Primo modello corna, vista dall'alto

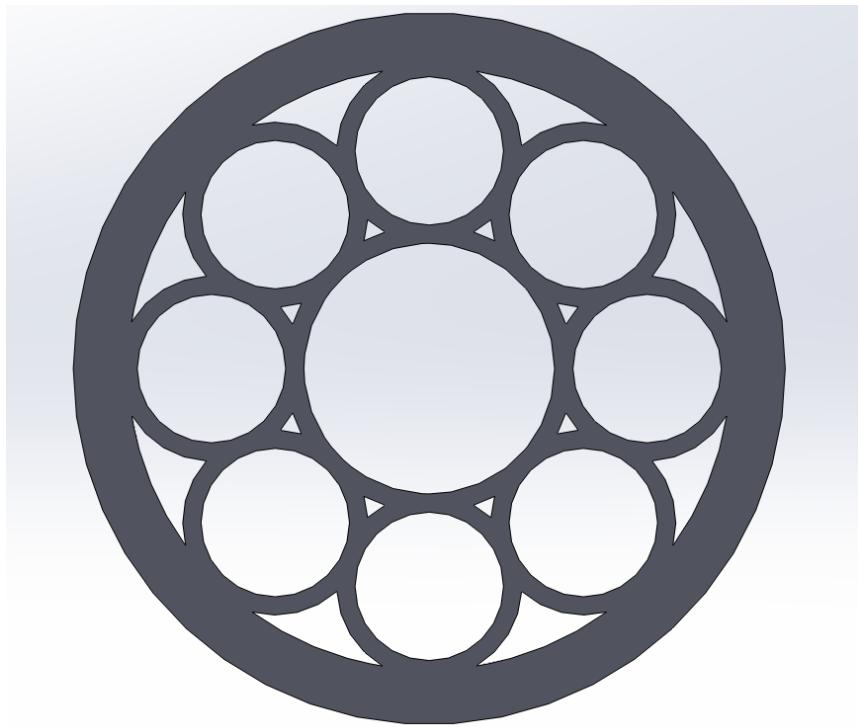


Figura 2.1.2: Secondo modello corna, vista dall'alto

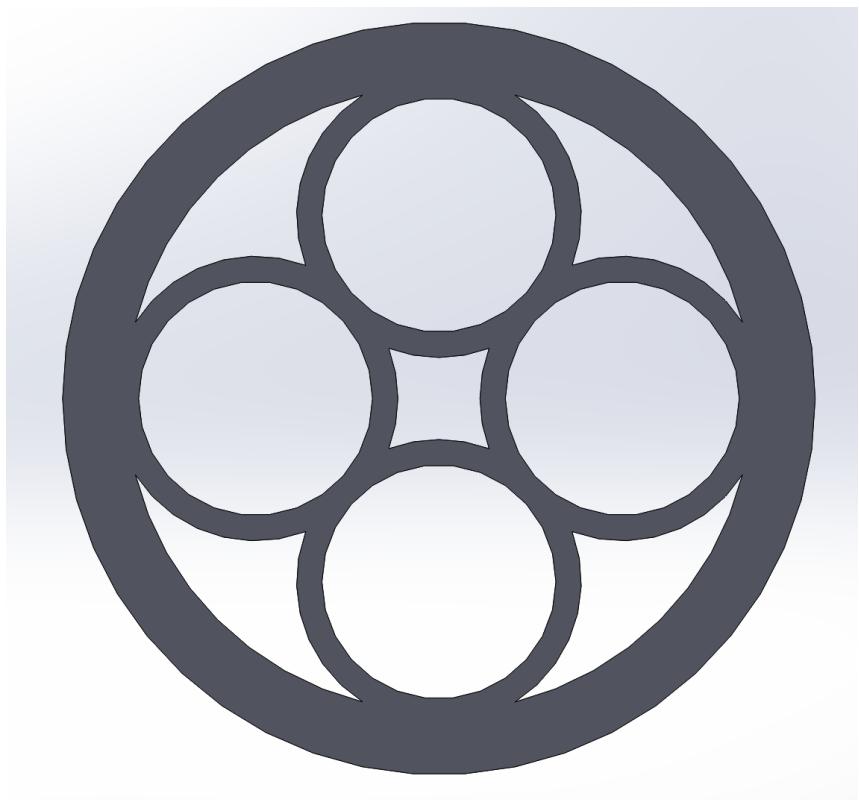


Figura 2.1.3: Terzo modello corna, vista dall'alto

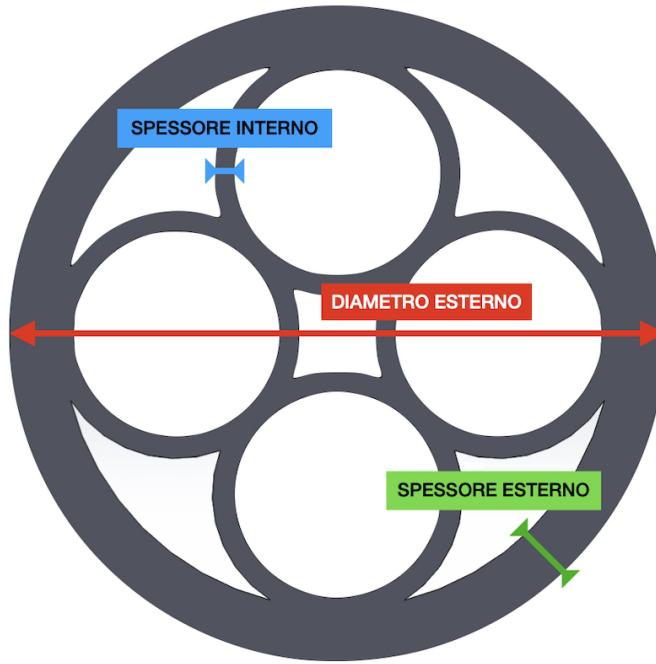


Figura 2.1.4: Dimensioni geometriche modelli corna

Tabella 2.1.1: Caratteristiche geometriche dei modelli ispirati alle corna di alce

Lunghezza [mm]	Modello	Spessore interno [mm]	Spessore esterno [mm]	Diametro esterno [mm]
210	1	2	8	114
	2	3	9	117
	3	4	10	119
150	1	2	8	114
	2	3.5	6.5	112
	3	2	12	123
100	1	4.5	10	118
	2	7.5	13.5	126
	3	9	13	125

2.1.2 Modelli CAD: chele del gambero mantide

Come già visto per i modelli precedentemente analizzati, anche per i design ispirati alla struttura bouligand si parte dalla configurazione reale come rappresentata in figura 1.4.2. L’architettura progettata si presenta quindi come una struttura gerarchica di elementi concentrici con orientazione elicoidale. Questa disposizione, come dimostrato in letteratura, permette di raggiungere elevate prestazioni in termini di resistenza al danneggiamento da impatto, grazie a una dissipazione progressiva dell’energia. Come è possibile osservare, il primo modello presenta sette quadrati concentrici con un angolo di rotazione di 10° (figura 2.1.5); il secondo modello presenta invece cinque quadrati concentrici con un angolo di rotazione di 15° (figura 2.1.6); infine, il terzo modello presenta quattro quadrati concentrici con angolo di rotazione di 20° (figura 2.1.7). Come già specificato in precedenza, la progressiva riduzione degli elementi concentrici all’aumentare dall’angolo di rotazione è stata una scelta progettuale guidata da soli criteri qualitativi. In una fase successiva di questo elaborato, nel paragrafo 4.2, verrà svolta un’analisi parametrica sul terzo modello in cui, mantenendo costante il numero di elementi concentrici e lo spessore, si varierà l’angolo di rotazione da 10° fino a 45° , per valutarne l’influenza sulla SEA.

In tabella 2.1.2, per ogni modello vengono riportati lo spessore e la lunghezza del lato. Come già visto per il diametro esterno nei modelli ispirati alle corna, anche qui la variabilità della lunghezza del lato deriva da esigenze progettuali: una volta definito univocamente lo spessore, la lunghezza del lato dei singoli modelli varia conseguentemente. Come già fatto in precedenza, si riporta in figura 2.1.8 l’indicazione visiva delle grandezze geometriche presentate.

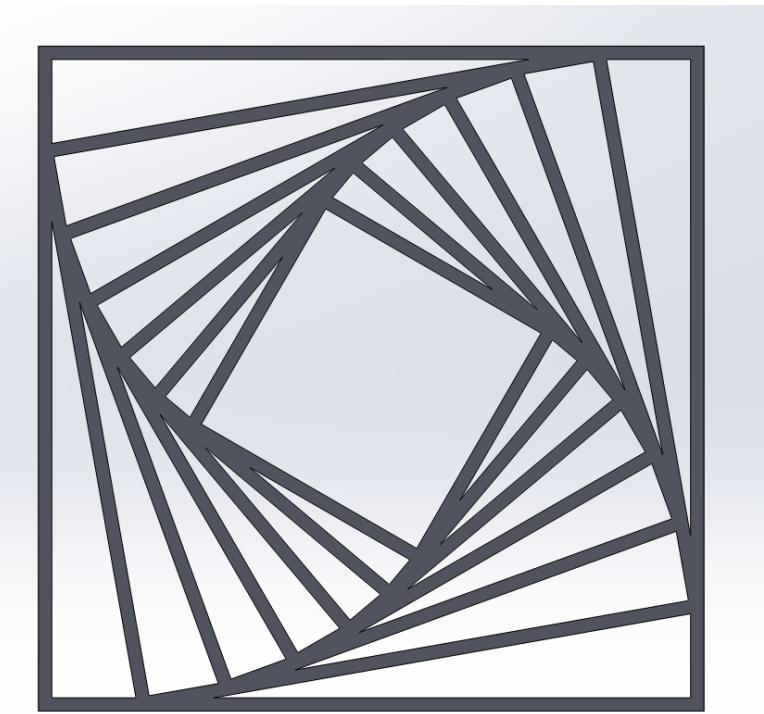


Figura 2.1.5: Primo modello chele, vista dall'alto

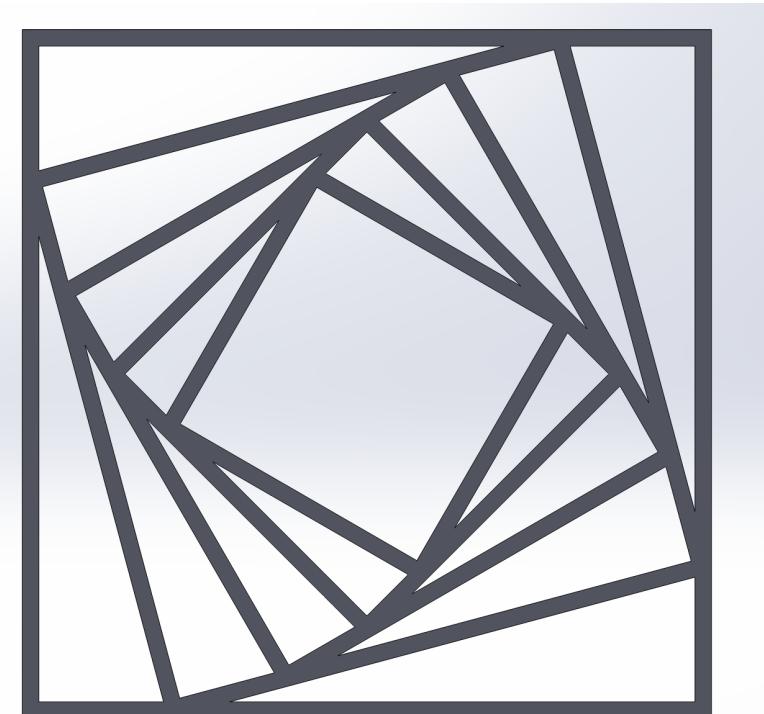


Figura 2.1.6: Secondo modello chele, vista dall'alto

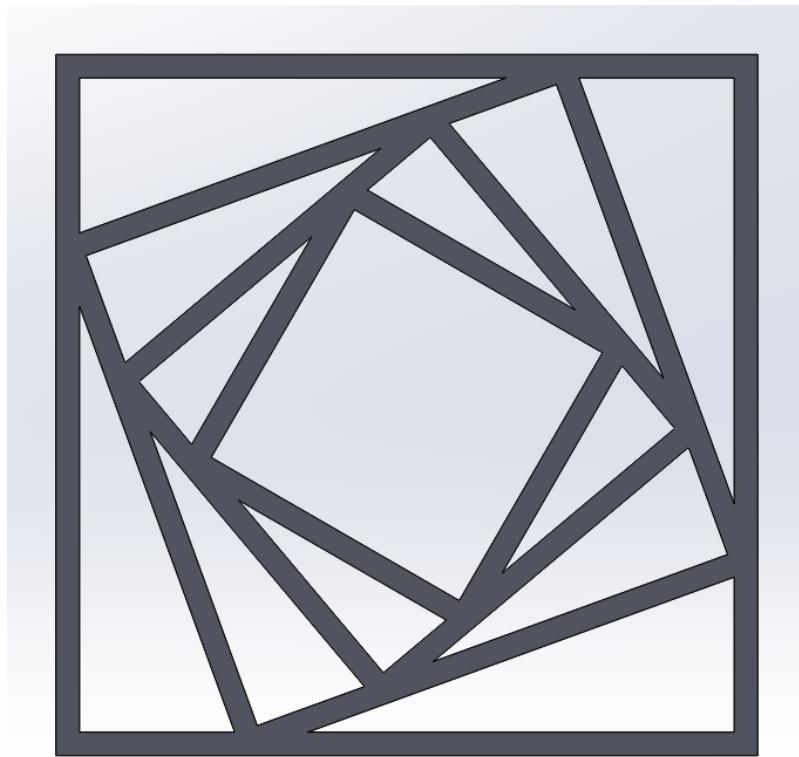


Figura 2.1.7: Terzo modello chele, vista dall'alto

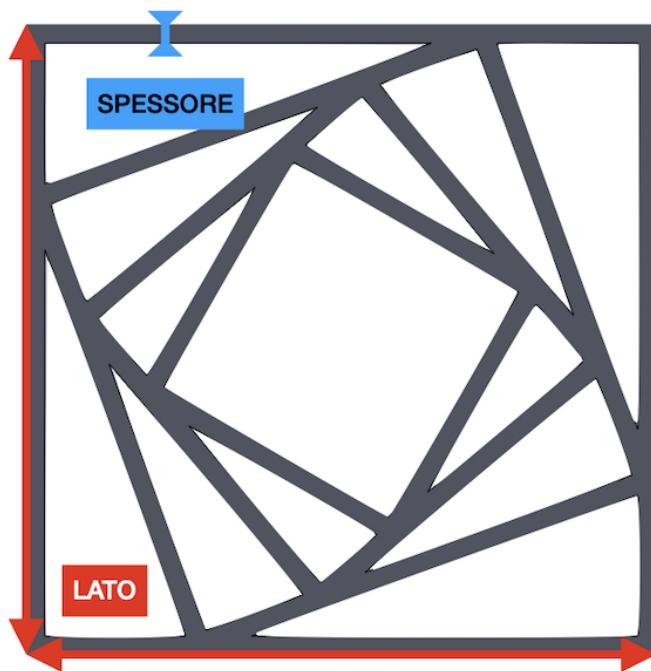


Figura 2.1.8: Dimensioni geometriche modelli chele

Tabella 2.1.2: Caratteristiche geometriche dei modelli ispirati alle chele del gambero mantide

Lunghezza [mm]	Modello	Spessore [mm]	Lato [mm]
210	1	2	103.5
	2	2.5	104.5
	3	3.5	105
150	1	3	105.5
	2	4	107.5
	3	5	108
100	1	3.5	106.5
	2	5	109.5
	3	6	110

2.2 Creazione della mesh in HyperMesh

Il passo successivo, una volta ottenuti i modelli CAD, consiste nella generazione delle mesh per lo svolgimento delle simulazioni. Questa procedura, identica per tutti i modelli, è stata svolta in HyperMesh.

Si parte dall'importazione dei modelli CAD tramite il comando `Import Geometry Model`, lasciando le impostazioni predefinite. Successivamente, si utilizza il comando `Midmesh` per generare una mesh centrata rispetto allo spessore del modello. In questa fase si specifica soltanto la dimensione desiderata degli elementi, fissata a 3 mm. Si ottiene così una prima mesh abbastanza grossolana, composta da elementi `shell` sia a tre che a quattro nodi ma coerente con la dimensione desiderata. Per migliorarne la qualità, si utilizza il comando `Freeform` selezionando come opzione `Optimize Quality` e scegliendo di utilizzare solo elementi quadrilateri. Il risultato ottenuto risulta essere molto vicino alla versione definitiva: la mesh è costituita esclusivamente da elementi `shell` a quattro nodi di dimensioni pari a 3 mm. A

questo punto, si è reso necessario effettuare correzioni manuali di alcuni elementi distorti o deformati. In particolare, per i modelli ispirati alla struttura bouligand è stata richiesta un'operazione di correzione più significativa, a causa delle maggiori irregolarità nelle zone degli spigoli interni, in corrispondenza delle intersezioni delle pareti rettilinee. Per concludere l'operazione di correzione è stato utilizzato il comando **Validate Equivalence**, per unire le parti della mesh che, in seguito alla correzione manuale, risultavano essere separate. Infine, si verifica che non ci siano discontinuità fra i nodi utilizzando il comando **Validate Edges**. Una volta che tutte queste operazioni sono state portate a termine, si può procedere con l'esportazione del file in formato .k, in modo da renderlo compatibile con LS-DYNA: si cambia la **Solver Interface** nelle impostazioni da **OptiStruct** a **LsDyna** e poi si segue con il comando **Export Solver Deck** per ottenere la mesh nel formato desiderato. In figura 2.2.1 è rappresentato l'esempio di una mesh rifinita tramite il comando **Freeform**.

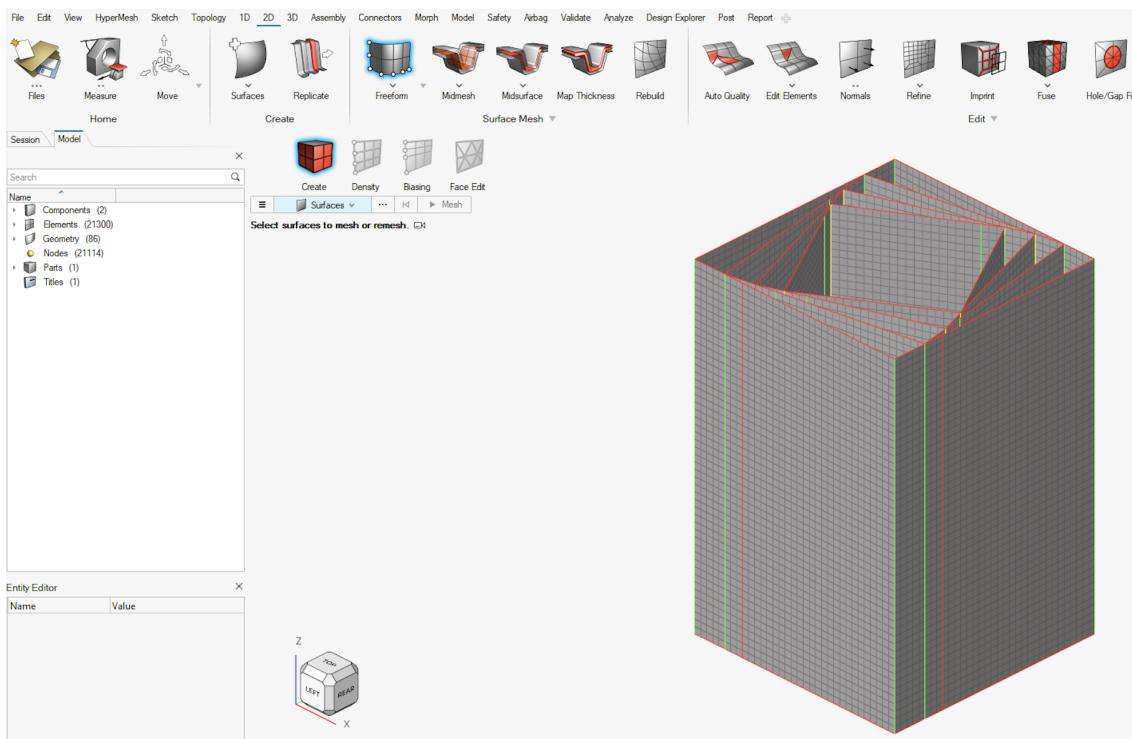


Figura 2.2.1: Esempio di mesh generata su un modello con struttura bouligand

2.3 Modello numerico

Completate le operazioni preliminari di creazione della mesh secondo le specifiche desiderate, è ora possibile procedere con l'ultima parte: la creazione dei modelli numerici da simulare in LS-DYNA.

2.3.1 Importazione e validazione mesh

Il primo passo nella creazione dei modelli numerici consiste nell'importare i file in formato .k generati con HyperMesh. Questa operazione permette di utilizzare in LS-DYNA una mesh precedentemente generata tramite un software esterno. Una volta completata l'importazione, per verificare che tutto sia stato fatto correttamente prima di procedere, è necessario validare la mesh tramite il comando **Quality Check**, al fine di verificare l'assenza di elementi difettosi che potrebbero causare instabilità numeriche durante le simulazioni.

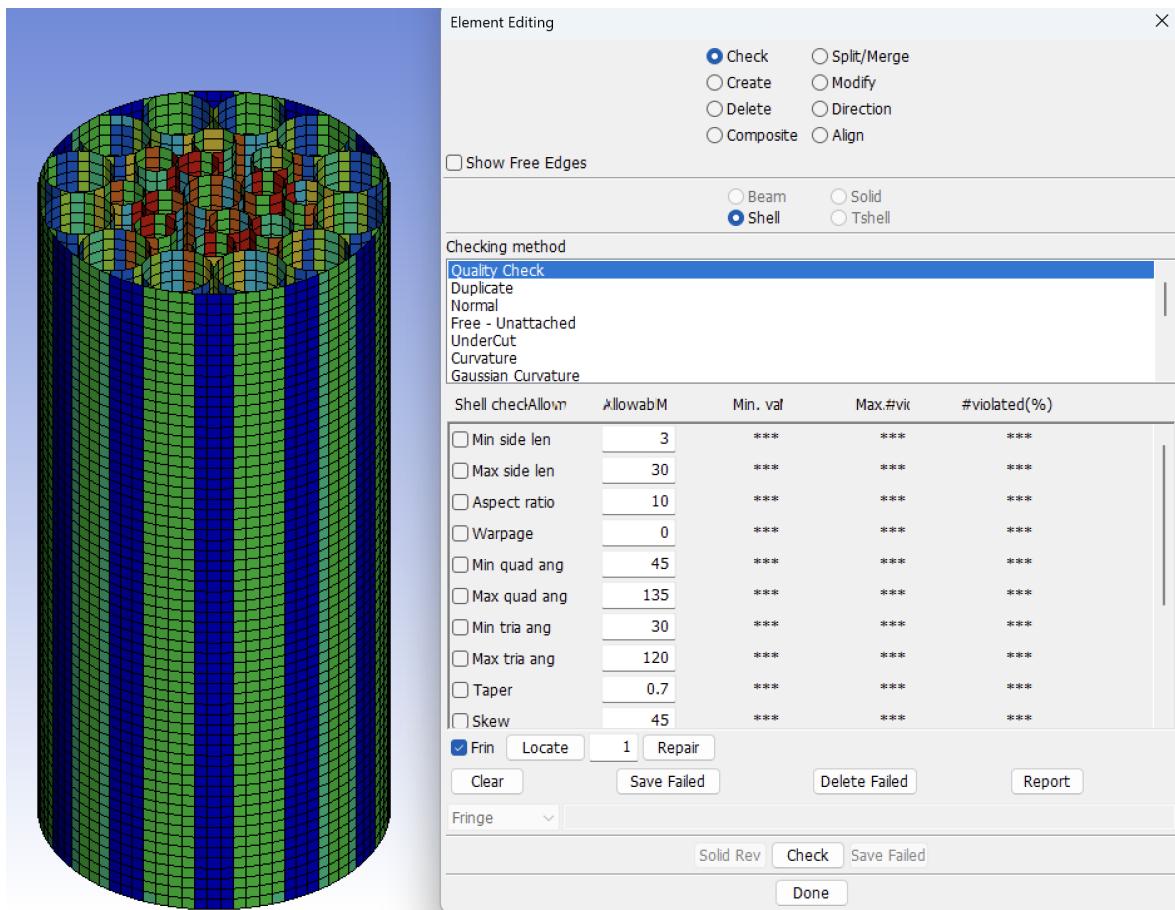


Figura 2.3.1: Finestra per il controllo della qualità della mesh importata

Nel caso in cui vengono rilevati problemi, LS-DYNA consente di risolverli, eliminando gli elementi shell difettosi e creandone di nuovi. Come è mostrato in figura 2.3.1, dall’interfaccia del comando **Quality Check** è anche possibile modificare i parametri di accettabilità. In questo elaborato si è scelto di mantenere i valori di default.

2.3.2 Setup delle keyword di simulazione

Completate le operazioni preliminari di verifica, si procede con la creazione dei modelli attraverso la definizione delle **keyword**, comandi essenziali per descrivere ogni aspetto delle simulazioni in LS-DYNA. In figura 2.3.2, è riportata la lista delle keyword utilizzate nei modelli in esame. Si possono riscontrare leggere differenze nella definizione dei parametri di alcune di queste, dovute alla diversa complessità, forma e dimensione dei vari modelli. Tuttavia, la struttura di base resta invariata così come le condizioni operative.

Name	Count
⊕... BOUNDARY	1
⊕... CONTACT	1
⊕... CONTROL	8
⊕... DATABASE	7
⊕... DEFINE	4
⊕... ELEMENT	23940
⊕... INCLUDE	1
⊕... KEYWORD	2
⊕... MAT	2
⊕... NODE	21413
⊕... PART	2
⊕... RIGIDWALL	1
⊕... SECTION	2
⊕... SET	2
⊕... TITLE	2

Figura 2.3.2: Finestra keyword

Le keyword principali, che verranno illustrate di seguito sono quelle relative ai vincoli, all’impattatore, allo spessore e al materiale.

2.3.3 Condizioni iniziali e al contorno

Per poter ricreare fedelmente le condizioni operative delle crashbox simulate, è necessario impostare in modo opportuno le condizioni al contorno e le condizioni iniziali. In figura 2.3.3 è possibile osservare che i nodi alla base del modello di esempio sono evidenziati da croci rosse, le quali indicano che tutti e sei i gradi di libertà (tre rotazioni e tre traslazioni) sono stati vincolati. Questa condizione è essenziale per impedire qualsiasi movimento o rotazione della base durante l'impatto, simulando così un vincolo rigido analogo a quello che si ha nel fissaggio reale di una crashbox al longherone anteriore del veicolo. In questo modo, l'energia cinetica, trasportata dall'impattatore, viene assorbita unicamente dalla crashbox, evitando così dissipazioni spurie o errori numerici dovuti a spostamenti non fisici. Le condizioni di vincolo sono implementabili in LS-DYNA attraverso la keyword `*BOUNDARY_SPC_SET`, andando a specificare il set di nodi alla base della crashbox e indicando quali gradi di libertà bloccare, in questo caso tutti. Sempre in figura 2.3.3, sopra alla crashbox, è possibile osservare l'impattatore: nell'ambiente di LS-DYNA questo è rappresentato come un muro indeformabile, che si muove con una determinata velocità e massa e può essere implementato tramite la keyword `*RIGIDWALL_PLANAR_MOVING_FORCES`. Il compito di questo elemento numerico è quello di simulare la condizione di impatto. Al fine di sfruttare appieno le funzionalità di questo comando, al rigidwall viene associato un nodo aggiuntivo, opportunamente creato al centro della sezione superiore. Questo nodo artificiale consente di misurare direttamente lo spostamento dell'impattatore durante l'urto. Tale dato in uscita sarà poi fondamentale per il calcolo dell'energia assorbita dalla crashbox come si vedrà nel capitolo 3. I parametri da inserire nel comando, in modo da definire la condizione di impatto, sono i seguenti:

- velocità = $v = 15 \text{ km h}^{-1} = 4.167 \text{ m s}^{-1}$
- massa = $m = 1.4 \text{ ton} = 1400 \text{ kg}$

Si ottiene quindi un'energia cinetica iniziale dell'impattatore pari a:

$$KE = \frac{1}{2}mv^2 = 0.5 \cdot 1400 \cdot 4.167^2 \approx 12\,155 \text{ J} \quad (2.1)$$

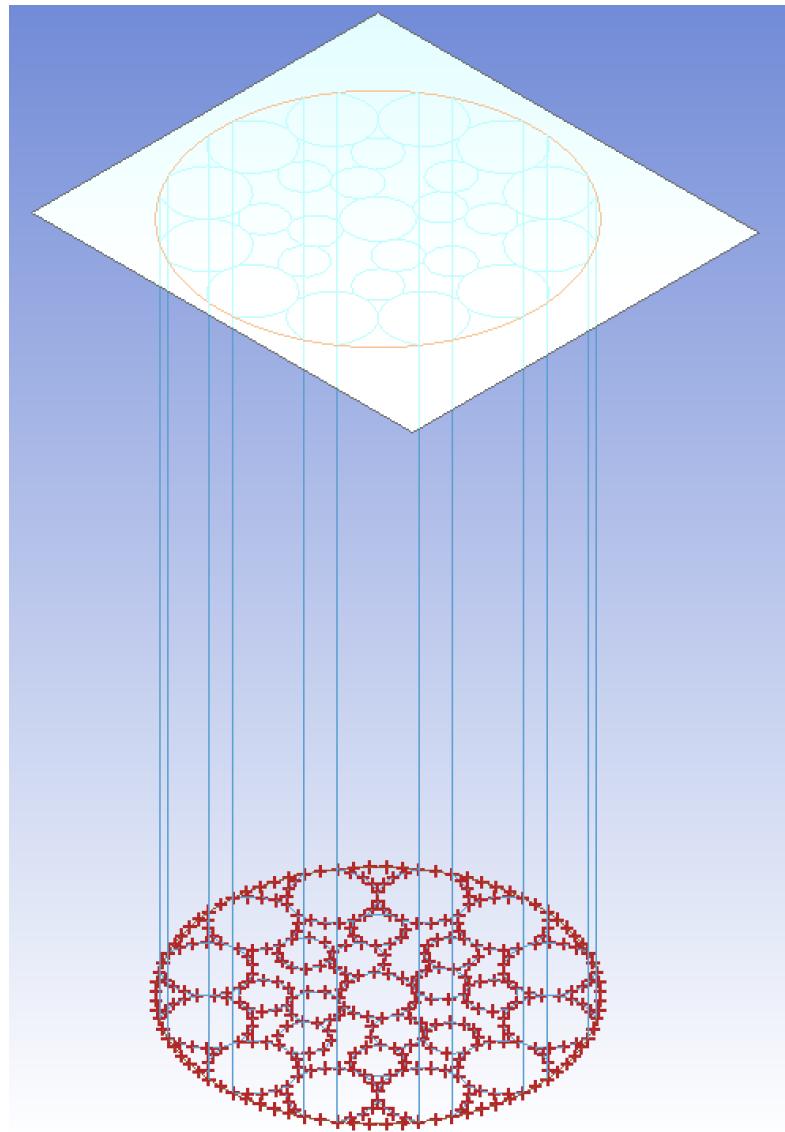


Figura 2.3.3: Vincoli e impattatore

2.3.4 Definizione del materiale

Un aspetto essenziale per ottenere risultati affidabili dalle simulazioni è la definizione del materiale. In questo caso è stato inizialmente utilizzato per tutti i modelli un materiale di riferimento corrispondente al carbon-nylon che, in una fase successiva, verrà cambiato. Al momento però, definiamo le sue proprietà attraverso la keyword `*MAT_PLASTICITY_COMPRESSION_TENSION`. Con questo comando, oltre che ad indicare le proprietà classiche del materiale quali modulo di Young, densità e rapporto di Poisson, è possibile caratterizzare il materiale attraverso le sue curve

sforzo-deformazione, sia in fase di compressione che di trazione. Fornire le curve, definite per punti, permette di avere un materiale che, nelle simulazioni, ha un comportamento molto fisico e vicino alla realtà. Le proprietà del materiale considerate sono le seguenti:

- densità = $\rho = 0.9 \text{ g cm}^{-3}$
- modulo di Young = $E = 520 \text{ MPa}$
- rapporto di Poisson = $\nu = 0.2$
- coefficiente di attrito statico = $FS = 0.25$
- coefficiente di attrito dinamico = $FD = 0.25$

È importante specificare che sia questi valori sia le curve sforzo-deformazione, derivano da studi precedenti a questo elaborato e i dati, quindi, sono stati semplicemente riutilizzati.

2.3.5 Spessore e riduzione sovrapposizioni numeriche

Nel momento in cui sono stati progettati per la prima volta i modelli in SolidWorks, lo spessore definitivo della sezione non era noto a priori. I soli dati iniziali a disposizione erano: la forma geometrica di base derivante dalla struttura d'ispirazione, la lunghezza (definita arbitrariamente) e le condizioni di impatto ricavate da casi reali. In questo contesto, le simulazioni numeriche sono state necessarie per calcolare lo spessore ottimale delle sezioni trasversali, imponendo come condizione necessaria il completo assorbimento dell'energia cinetica di impatto. Ottenere quindi i modelli finali è stato un processo iterativo e non lineare, in quanto lo spessore definitivo è stato individuato dopo una serie di tentativi. L'aumento dello spessore comporta un aumento della rigidezza della crashbox e, conseguentemente, anche della sua capacità di assorbire energia. Per questo motivo, come si può osservare nelle tabelle 2.1.1 e 2.1.2, in cui sono riportati direttamente gli spessori definitivi, al diminuire dell'altezza delle crashbox, lo spessore aumenta: lo stesso urto deve essere assorbito in uno spostamento disponibile minore ed è quindi necessario aumentare la capacità della

crashbox di assorbire energia, irrigidendo la struttura e quindi aumentando lo spessore della sezione trasversale. Gli elementi shell della mesh importata in LS-DYNA richiedono di definire uno spessore tramite la keyword ***SECTION_SHELL**. Questo comando, inoltre, offre un'altra funzionalità molto utile: l'opzione **NLOC** permette di specificare il posizionamento dei punti d'integrazione, scegliendo se posizionarli a metà spessore oppure in senso opposto o concorde alla normale degli elementi numerici. Un'orientazione corretta e uniforme delle normali in aggiunta ad un uso consapevole dell'opzione **NLOC**, permette di ridurre le sovrapposizioni numeriche degli spessori degli elementi shell, garantendo una maggior stabilità delle simulazioni e risultati fisicamente più vicini al comportamento reale. Grazie a tali considerazioni, i modelli ispirati alle corna non presentano praticamente sovrapposizioni numeriche.

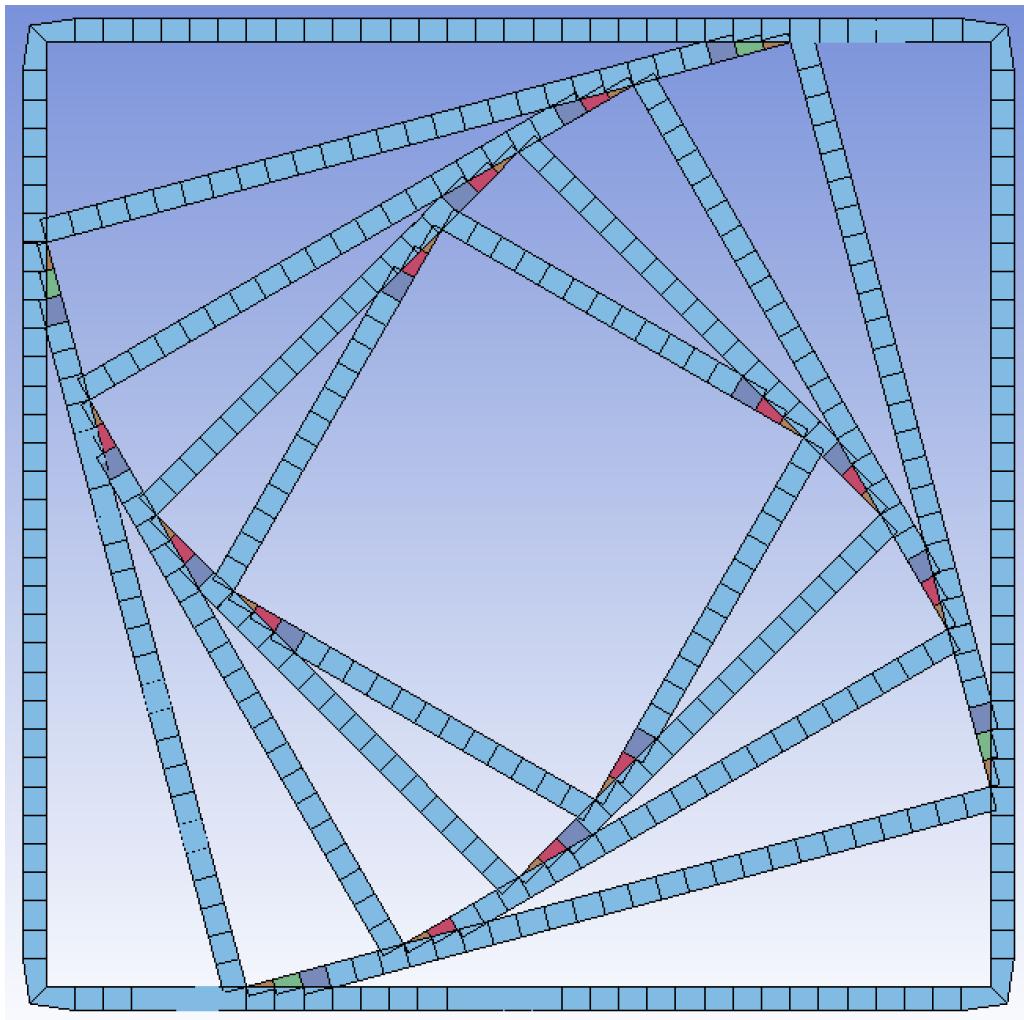


Figura 2.3.4: Shell con spessori diversi per ridurre le sovrapposizioni numeriche

Diverso è invece il caso dei modelli ispirati alle chele: a causa della geometria complessa, soprattutto nei punti di intersezione delle pareti verticali, si verificano sovrapposizioni significative che potrebbero compromettere la validità dei risultati. Per ovviare a questo problema, è stata adottata una soluzione specifica: come è possibile osservare in figura 2.3.4, nelle zone con maggiori sovrapposizioni sono stati utilizzati elementi shell con spessore ridotto che, nella vista dall'alto, risultano evidenziati da colori differenti. È importante specificare che questa soluzione è stata adottata per tutti i modelli ispirati alla struttura bouligand, in più, la gestione di elementi shell di diverso spessore non ha portato a modifiche della struttura base delle simulazioni. Infine, la riduzione dello spessore nelle zone critiche ha comportato anche una diminuzione del volume globale delle crashbox avvicinandolo al valore reale, grazie all'eliminazione di porzioni numeriche non presenti nella realtà.

Capitolo 3

Analisi dei risultati

Completata la fase preparatoria, dopo aver definito tutte le keyword, non rimane altro che far partire le simulazioni e analizzare i risultati ottenuti. L'estrazione dei risultati è gestita in LS-DYNA tramite la keyword ***DATABASE**. In particolare, ***DATABASE_BINARY_D3PLOT** consente di ottenere l'animazione dell'impatto simulato, mentre ***DATABASE_ASCII_option** fornisce una serie di dati numerici essenziali per il calcolo della SEA. La parte di estrapolazione dei dati di nostro interesse è svolta direttamente in LS-DYNA, mentre la rappresentazione grafica e i vari calcoli sono svolti invece nell'ambiente MATLAB.

3.1 Dati in uscita

Come anticipato nella parte introduttiva, il comando ***DATABASE_ASCII_option** permette di esportare una serie di dati relativi a grandezze fisiche di interesse. Nel caso in esame, ai fini del calcolo della SEA, risulta necessario l'andamento dello spostamento nel tempo, così come quello della forza esercitata dall'impattatore sulla crashbox. Le simulazioni forniscono in uscita un file **binout** dal cui si estraggono i file **RWFORC** e **NODEOUT**.

3.1.1 Andamento della forza durante la prova di impatto

Il file **RWFORC** in uscita contiene i valori della forza esercitata dal rigidwall sulla crashbox in funzione del tempo di simulazione. In ogni riga viene riportata, oltre

all’istante temporale, la componente di forza lungo ciascun asse. Di particolare interesse è la componente di forza lungo l’asse longitudinale della crashbox e quindi perpendicolare alla sezione trasversale, in direzione z . I dati vengono successivamente esportati in formato .csv per essere analizzati in MATLAB.

3.1.2 Andamento dello spostamento durante la prova di impatto

IL file NODEOUT in uscita, analogamente al precedente, contiene i valori dello spostamento del rigidwall in funzione del tempo. Per poter ricavare in modo corretto questi dati, il procedimento è il seguente: come anticipato nel paragrafo 2.3.3, in ogni simulazione è stato creato un nodo ad hoc, posizionato al centro della sezione superiore della crashbox e assegnato all’impattatore. Questa operazione è essenziale affinché il nodo si muova rigidamente con il rigidwall, evitando spostamenti differenziali indesiderati. In questo modo, lo spostamento registrato è direttamente correlato alla deformazione causata dall’impattatore che si muove lungo l’asse z in direzione negativa. Per poter salvare i valori di spostamento e tempo del nodo all’interno del file NODEOUT, è necessario utilizzare la keyword *DATABASE_HISTORY_NODE_SET. Completate tutte queste operazioni preliminari, le simulazioni restituiscono lo spostamento dell’impattatore in funzione del tempo.

3.2 Tracciamento grafico forza-spostamento

Il grafico forza-spostamento viene costruito in LS-DYNA combinando i valori dello spostamento e della forza in uno stesso istante temporale. I dati vengono successivamente esportati in formato .csv per essere analizzati in MATLAB tramite il codice riportato in appendice B.1. Nella prima parte di codice si procede a caricare il file `forza-spostamento.csv` e i vari dati quali: volume, lunghezza e densità. Estraendo i valori di forza e spostamento dal file caricato, è possibile tracciare il grafico completo. Si ricorda che le crashbox sono state progettate per assorbire la totalità dell’energia cinetica di impatto, il che comporta che, da un punto di vista grafico, analizzando l’animazione dell’urto si osserva come, successivamente alla fa-

se di discesa dell'impattatore, si verifichi anche una fase di risalita che fisicamente indica un rilascio parziale dell'energia assorbita sotto forma di energia elastica. Nel grafico forza-spostamento questo fenomeno è rappresentato dalla curva che, dopo un picco, tende ad assumere valori decrescenti di spostamento. È fondamentale, quindi, prima di procedere all'integrazione della curva per il calcolo dell'energia, tagliare questa parte in modo da non considerare il contributo di energia elastica rilasciata dalla crashbox. Questo passaggio è osservabile nel codice dove è riportato *TAGLIO DELLA RISALITA DELLA CRASHBOX*. Nelle immagini sottostanti è possibile osservare un esempio di curva forza-spostamento prima di procedere al taglio della risalita (figura 3.2.1) e dopo (figura 3.2.2).

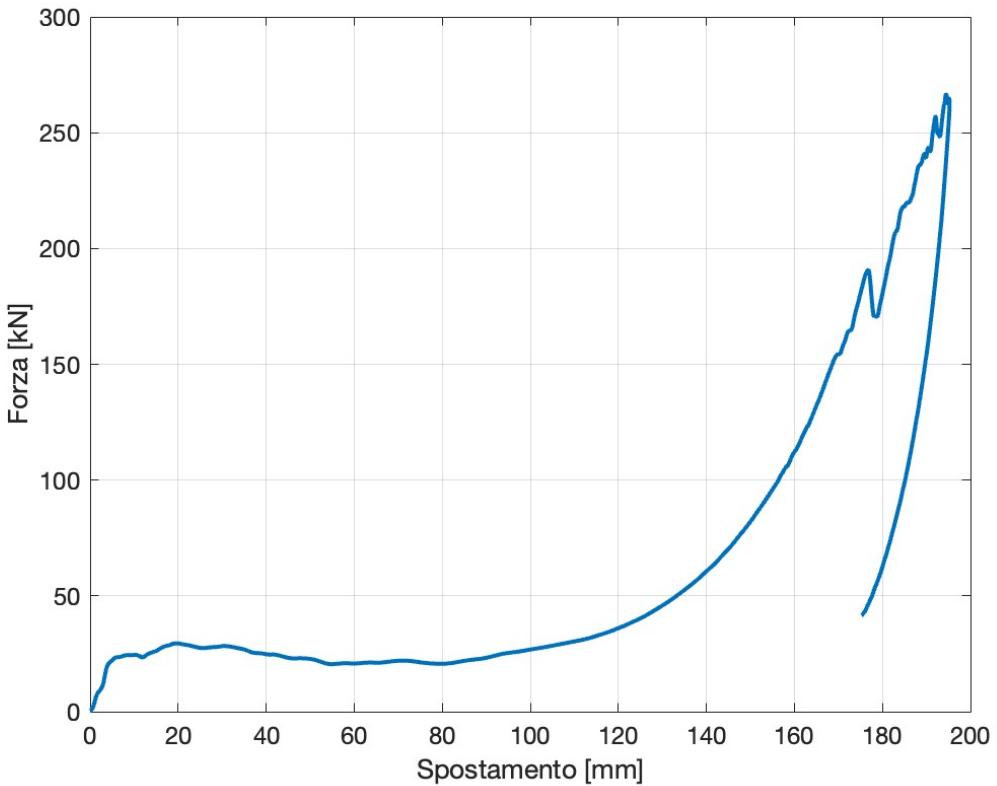


Figura 3.2.1: Esempio di curva forza-spostamento con risalita

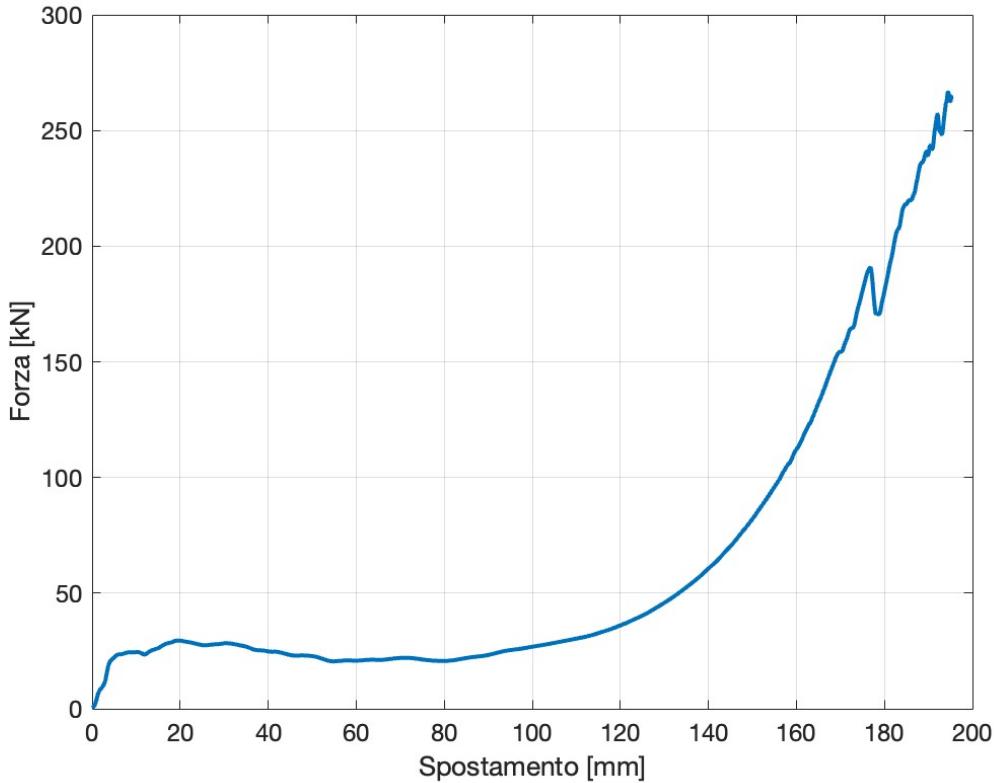


Figura 3.2.2: Esempio di curva forza-spostamento dopo aver tagliato la risalita

3.3 Calcolo SEA

Ottenuto il grafico completo, si procede con il calcolo della SEA che verrà svolto in due metodi diversi, presentati di seguito. In entrambi i casi, il punto di partenza è il calcolo dell'energia totalmente assorbita durante l'urto, ottenuta integrando la curva forza-spostamento. Questa operazione potrebbe risultare superflua in quanto è stato già affermato che tutte le crashbox assorbono l'intera energia cinetica e che le condizioni di impatto sono sempre le stesse. Tuttavia, si deve tenere in considerazione che ottenere valori di energia costanti in ogni istante nel sistema considerato, consente di avere un'ulteriore prova della correttezza delle simulazioni. Per questa ragione, il valore calcolato viene confrontato con l'energia cinetica iniziale, in modo da verificare che la loro differenza sia trascurabile.

3.3.1 calcolo SEA punto per punto (SEA_1)

Nella sezione di codice riportato nell'appendice con il titolo *CALCOLO SEA CON MEDIA E DEVIAZIONE STANDARD*, è illustrato il primo metodo utilizzato per il calcolo della SEA. Come si osserva in figura 3.2.2, una generica curva forza-spostamento presenta tre fasi: un primo tratto lineare di salita, una fase stabile di plateau in cui lo spostamento aumenta senza variazioni significative di forza e, infine, una fase di salita molto veloce che corrisponde fisicamente alla densificazione della crashbox durante l'accartocciamento.

In questo primo metodo si individuano il punto di inizio plateau (fine della salita lineare) ed il punto di fine (inizio della densificazione che quindi viene esclusa). L'identificazione non avviene tramite metodi automatici, data la differenza delle curve forza-spostamento fra i vari modelli, ma mediante osservazioni di tipo qualitativo, mantenendo però la giusta coerenza:

- **inizio plateau:** punto in cui la derivata prima della curva tende a zero, identificando così l'inizio di un tratto orizzontale.
- **fine plateau:** partendo dal punto di inizio plateau si calcola la SEA in ogni punto fino alla fine della curva considerando però solo la massa coinvolta nel crash. Si parte cioè dalla densità lineare, definita come la massa della crashbox sulla sua lunghezza, la si moltiplica per lo spostamento, ottenendo così la massa deformata in ogni punto della curva. Dividendo poi l'energia assorbita in ogni punto per la massa corrispondente, si ottengono tanti valori di SEA quanti sono i punti che costituiscono la curva dall'inizio del plateau fino alla fine. Si traccia quindi il diagramma SEA-spostamento e si individua il punto di fine plateau, definito come quello in cui si osserva un andamento fortemente crescente e improvviso della SEA.

Una volta individuati questi punti, tra tutti i valori della SEA calcolati in precedenza, si escludono quelli appartenenti alla fase di densificazione lasciando solo quelli appartenenti alla fase di plateau. Infine, si conclude il procedimento calcolando la media e la deviazione standard in modo da poter confrontare i risultati fra tutti i modelli sviluppati. In figura 3.3.1 è possibile osservare un esempio grafico del calcolo della SEA_1 .

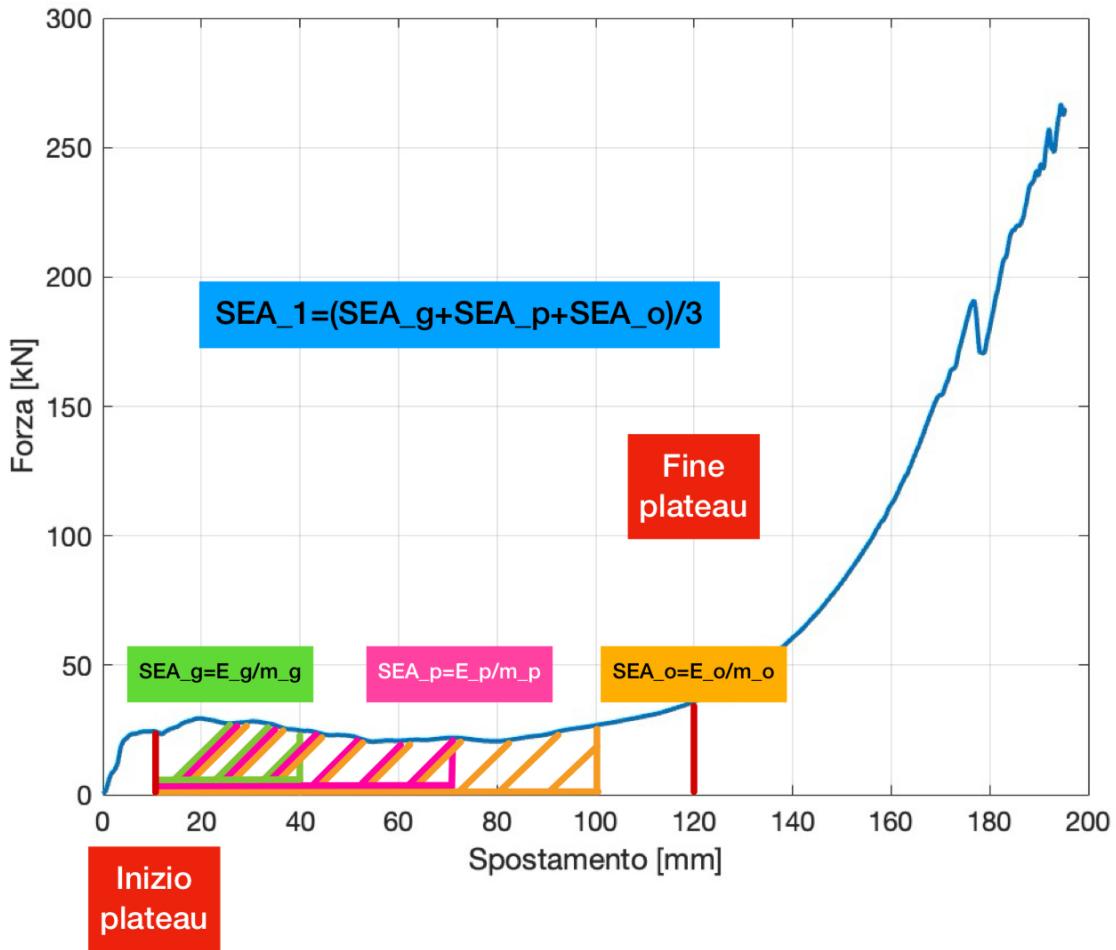


Figura 3.3.1: Esempio di calcolo della SEA_1

3.3.2 calcolo SEA con spostamento imposto (SEA_2)

Il secondo metodo utilizzato per il calcolo della SEA è presentato nella sezione di codice denominata *CALCOLO SEA DATO LO SPOSTAMENTO*. Questo approccio consiste nel fissare un valore di spostamento, calcolare l'energia assorbita fino a tale punto e dividerla per la massa totale della crashbox. A differenza del primo metodo, in questo caso non c'è bisogno di calcolare media e deviazione standard, in quanto si ottiene un unico valore per ciascun modello. Si specifica che, per garantire coerenza tra i risultati, il valore di spostamento scelto coincide con quello di fine plateau individuato con l'altro metodo. In figura 3.3.2 è possibile osservare un esempio grafico del calcolo della SEA_2 .

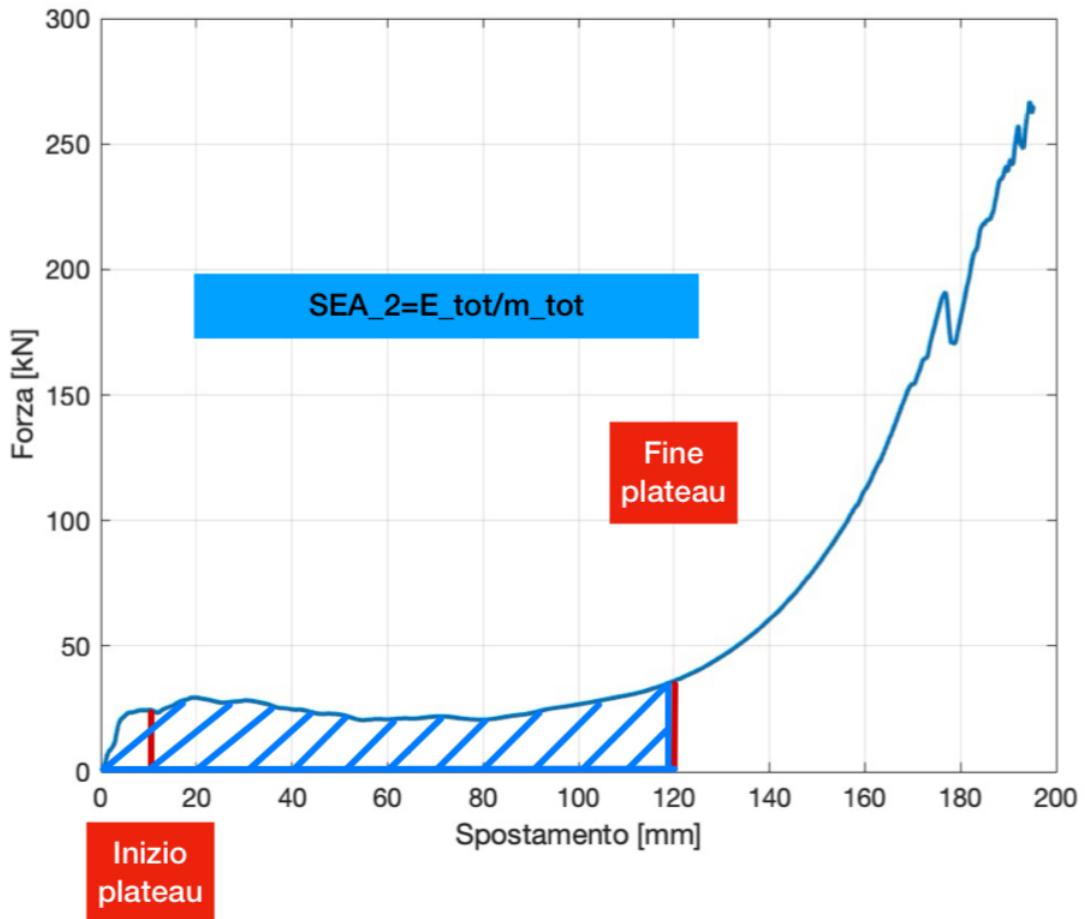


Figura 3.3.2: Esempio di calcolo della SEA_2

I due diversi metodi presentati per il calcolo della SEA permettono di trarre conclusioni diverse a partire dai risultati ottenuti:

- La SEA_1 , grazie alla sua natura statistica, è più adatta al confronto fra modelli differenti, in quanto tiene in considerazione esclusivamente la massa effettivamente deformata durante l'urto e l'energia assorbita nella fase di plateau.
- La SEA_2 invece, viene introdotta per descrivere come si comporta la crashbox durante l'urto, in particolare per mettere in evidenza la distribuzione della deformazione e quindi l'efficienza massica nel solo plateau.

Confrontando i valori della SEA_1 e della SEA_2 all'interno di uno stesso modello, si può concludere quanto segue: valori simili indicano che, durante il plateau, la maggior parte della massa è coinvolta nella deformazione e quindi la fase di densificazione risulta molto ridotta; al contrario, valori di SEA_1 e SEA_2 molto diversi, suggeriscono che solo una ridotta parte della massa totale è interessata dalla deformazione durante il plateau, che quindi risulterà molto ristretto, in favore di una fase di densificazione molto più estesa.

Capitolo 4

Crashbox bio-inspired in carbon-nylon

In questo capitolo si analizzeranno i risultati ottenuti dalle simulazioni numeriche svolte sulle crashbox in carbon-nylon. Verranno quindi discusse le relative capacità di assorbimento energetico, valutati i principali parametri geometrici modificabili ai fini dell'ottimizzazione della struttura nei modelli bouligand e, infine, presentato un confronto con una crashbox reale presa come riferimento.

4.1 Risultati

Di seguito sono riportate le tabelle che presentano i risultati ottenuti per tutti i modelli sviluppati. Gli estremi individuati del plateau di ogni singolo modello sono riportati in appendice A.1. Il valore teorico di energia cinetica iniziale di impatto è mostrato nell'equazione 2.3.3. La differenza percentuale tra l'energia teorica e quella misurata, si calcola come segue:

$$\text{Diff.\%} = \frac{|E_{\text{assorbita}} - KE|}{KE} \times 100 \quad (4.1)$$

Il valore di questa differenza percentuale, insieme a quello dell'energia assorbita da ogni modello, è riportato in appendice A.2 per non appesantire eccessivamente la lettura delle tabelle sottostanti.

Come è possibile osservare dalle tabelle riportate in appendice, la differenza tra l'energia cinetica teorica iniziale e l'energia misurata è minima, in percentuale si hanno la maggior parte dei valori sotto all'unità. Un aspetto molto interessante da notare nelle tabelle sottostanti, invece, consiste nel fatto che l'impatto preso in considerazione viene completamente assorbito da crashbox con meno di un chilogrammo di massa e questo è reso possibile dal design bio-inspired che ottimizza la struttura. I valori della SEA, considerevolmente superiori a quelli riportati in letteratura per crashbox convenzionali, confermano la validità delle scelte progettuali adottate. In particolare, nel capitolo successivo, si andranno a confrontare i risultati appena ottenuti con quelli ricavati da una crashbox convenzionale soggetta alle stesse condizioni di carico.

Tabella 4.1.1: Risultati SEA per i modelli ispirati alle corna di alce

Lunghezza [mm]	Modello	Massa [g]	SEA ₁ [kJ/kg]	Dev. Std. [kJ/kg]	SEA ₂ [kJ/kg]
210	1	861	19.56	2.09	10.87
	2	940	19.73	2.78	10.38
	3	920	18.39	2.25	7.91
150	1	617	22.81	2.87	15.56
	2	617	19.64	2.05	11.80
	3	622	18.42	2.17	11.71
100	1	712	20.54	2.44	7.16
	2	869	21.57	2.99	9.29
	3	713	20.40	3.83	10.23

Tabella 4.1.2: Risultati SEA per i modelli ispirati alle chele del gambero mantide

Lunghezza [mm]	Modello	Massa [g]	SEA ₁ [kJ/kg]	Dev. Std. [kJ/kg]	SEA ₂ [kJ/kg]
210	1	683	6.60	0.27	4.18
	2	630	7.82	0.42	4.69
	3	716	11.10	1.70	7.35
150	1	711	9.56	0.71	4.06
	2	698	11.1	1.09	6.48
	3	716	12.85	2.21	8.18
100	1	540	10.38	1.92	6.35
	2	565	12.17	2.72	8.91
	3	559	13.03	3.01	9.73

4.2 Studio parametrico

L’obiettivo di questo paragrafo è quello di comprendere come, nei modelli ispirati alle chele del gambero mantide, l’angolo di rotazione tra elementi concentrici influenzano la SEA. Per svolgere tale compito, è stato condotto uno studio parametrico sul modello tre di lunghezza 150 mm, scelto come riferimento in quanto, a parità di lunghezza, presenta una SEA maggiore rispetto agli altri modelli. Al contrario degli studi precedenti in cui si confrontava la SEA di modelli differenti, in questo capitolo le varie crashbox presentano le stesse caratteristiche geometriche, fisiche e di carico. L’unico parametro variabile è l’angolo di rotazione interno della sezione, fatto variare tra 10° e 45° in modo da coprire l’intero intervallo di angoli di interesse con incrementi di 5°. Oltre i 45° la sezione è identica a quelle già analizzate ma speculare. Ricalcolando la SEA per ogni caso è possibile confrontare l’effetto dell’angolo di

rotazione sulle proprietà di assorbimento energetico e individuare l'angolo che la massimizza. In figura 4.2.1 sono rappresentati i modelli di studio.

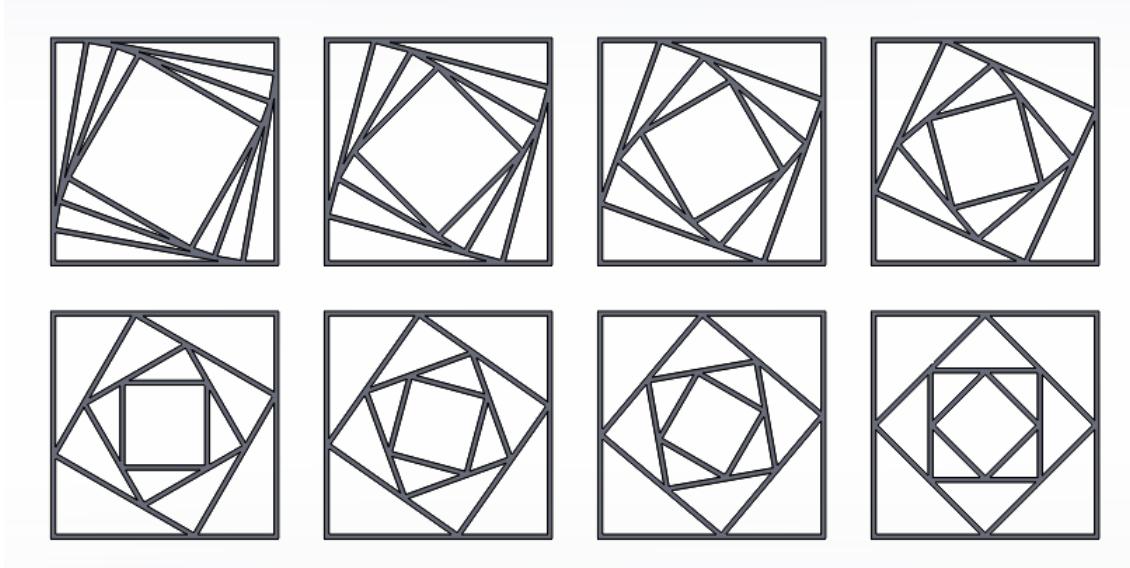


Figura 4.2.1: Vista superiore della sezione trasversale delle otto configurazioni con angolo di rotazione variabile tra 10° e 45°

La costruzione dei modelli ai fini di questo studio è analoga ai casi precedentemente descritti nel capitolo 2: a partire dal modello CAD originale realizzato in SolidWorks, si modifica unicamente l'angolo di rotazione in maniera parametrica, così da ottenere le diverse configurazioni di studio. Si procede con la realizzazione delle mesh in HyperMesh tramite l'utilizzo di elementi shell quadrilateri di lato pari a 3 mm e, infine, si sviluppano le varie keyword in LS-DYNA per preparare i modelli alle simulazioni. Una volta concluse, anche l'analisi dei dati risulta la medesima presentata nel capitolo 3: si estraggono i file RWFORC e NODEOUT, si disegna il grafico forza-spostamento in ambiente MATLAB e lo si integra per il calcolo dell'energia assorbita e poi della SEA.

I risultati ottenuti vengono riportati in tabella 4.2.1. Si specifica che, per il calcolo della SEA_1 , il plateau è identificato sempre dagli stessi estremi, pari a 6 e 80 mm per ciascun modello. Nel grafico in figura 4.2.2 viene invece mostrato l'andamento della SEA_1 e della SEA_2 in funzione dell'angolo di rotazione.

Tabella 4.2.1: Risultati SEA per i modelli con variazione di angolo

Gradi [°]	Massa [g]	En. Assorbita [J]	Diff. %	SEA ₁ [kJ/kg]	Dev. Std. [kJ/kg]	SEA ₂ [kJ/kg]
10	787	12137	0.15	10.98	1.56	6.66
15	745	12071	0.70	11.56	1.59	6.98
20	715	12140	0.13	12.85	2.21	8.18
25	693	12128	0.22	12.74	2.03	7.91
30	680	12123	0.26	13.48	2.36	8.57
35	669	12127	0.23	13.73	2.46	8.75
40	661	12119	0.29	13.14	2.25	8.29
45	662	12116	0.33	13.99	2.53	8.89

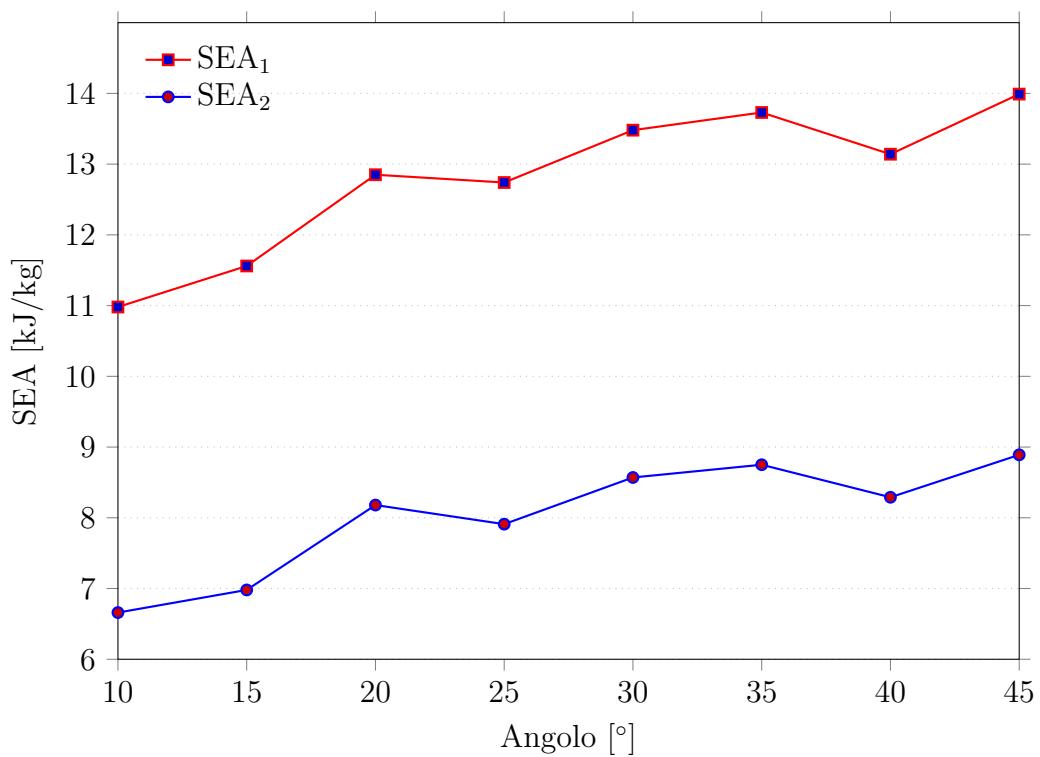


Figura 4.2.2: Andamento della SEA₁ e della SEA₂ in funzione dell'angolo di rotazione.

Alla luce dei risultati ottenuti, emerge chiaramente un andamento crescente della SEA all'aumentare dell'angolo di rotazione. Questo fenomeno può essere spiegato dal fatto che, per ridotti valori dell'angolo, la sezione presenta un'ampia zona vuota centrale che non partecipa alla deformazione e, quindi, la massa si trova concentrata in aree periferiche. Al contrario, per valori più elevati dell'angolo si ha una distribuzione più uniforme della massa e la zona vuota centrale si riduce, favorendo così una maggiore efficienza di assorbimento energetico.

Inoltre, dall'analisi dei grafici forza-spostamento (non riportati per brevità) si evince che la variazione dell'angolo di rotazione non altera in modo significativo il meccanismo di collasso. Infatti, come specificato in precedenza, gli estremi del plateau sono individuati sempre dagli stessi valori numerici. Ne consegue quindi che la modalità di assorbimento dell'energia cinetica di impatto non è significativamente influenzata dall'angolo di rotazione tra i quadrati concentrici della sezione trasversale.

4.3 Modello reale di riferimento

Come anticipato nel paragrafo 4.1, al fine di validare le scelte progettuali fatte è necessario confrontare i risultati ottenuti dalle crashbox bio-inspired con quelli ottenuti da crashbox reali. Per fare ciò, si prende come riferimento una delle crashbox estraibili dal modello di una Yaris Sedan del 2010 [15], mostrato in figura 4.3.1. Questo dispositivo di sicurezza passiva viene realizzato con un acciaio che presenta le seguenti proprietà:

- densità = $\rho = 7.89 \text{ g cm}^{-3}$
- modulo di Young = $E = 200 \text{ GPa}$
- resistenza a trazione = $\sigma_s = 380 \text{ MPa}$
- coefficiente di Poisson = $\nu = 0.3$

In figura 4.3.2 è mostrato il modello della crashbox presa in considerazione.

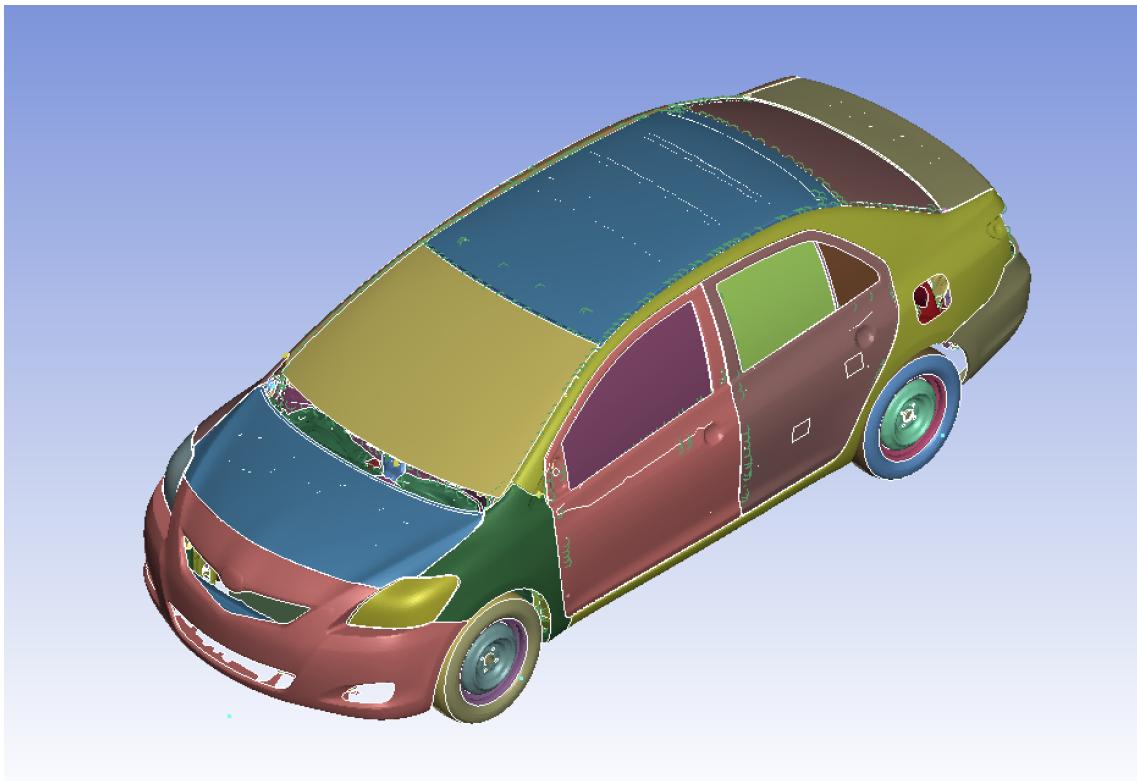


Figura 4.3.1: Modello Yaris Sedan

Al fine di ottenere risultati confrontabili con le analisi fatte in precedenza, è necessario ottenere un andamento della curva forza-spostamento che arriva fino alla fase di densificazione. La crashbox in questione, essendo fatta in acciaio, risulta molto più performante rispetto a quelle realizzate con il materiale presentato nel paragrafo 2.3.4. Questa differenza di proprietà comporta una necessaria modifica alle condizioni iniziali presentate nel paragrafo 2.3.3. In particolare, è necessario innalzare l'energia cinetica iniziale di impatto per permettere il raggiungimento della fase di densificazione. In questo specifico caso quindi, le condizioni iniziali del rigidwall che funge da impattatore sono le seguenti:

- velocità = $v = 18 \text{ km h}^{-1} = 5 \text{ m s}^{-1}$
- massa = $m = 1.4 \text{ ton} = 1400 \text{ kg}$

Si ottiene quindi un'energia cinetica iniziale dell'impattatore pari a:

$$KE = \frac{1}{2}mv^2 = 0.5 \cdot 1400 \cdot 5^2 = 17500 \text{ J} \quad (4.2)$$

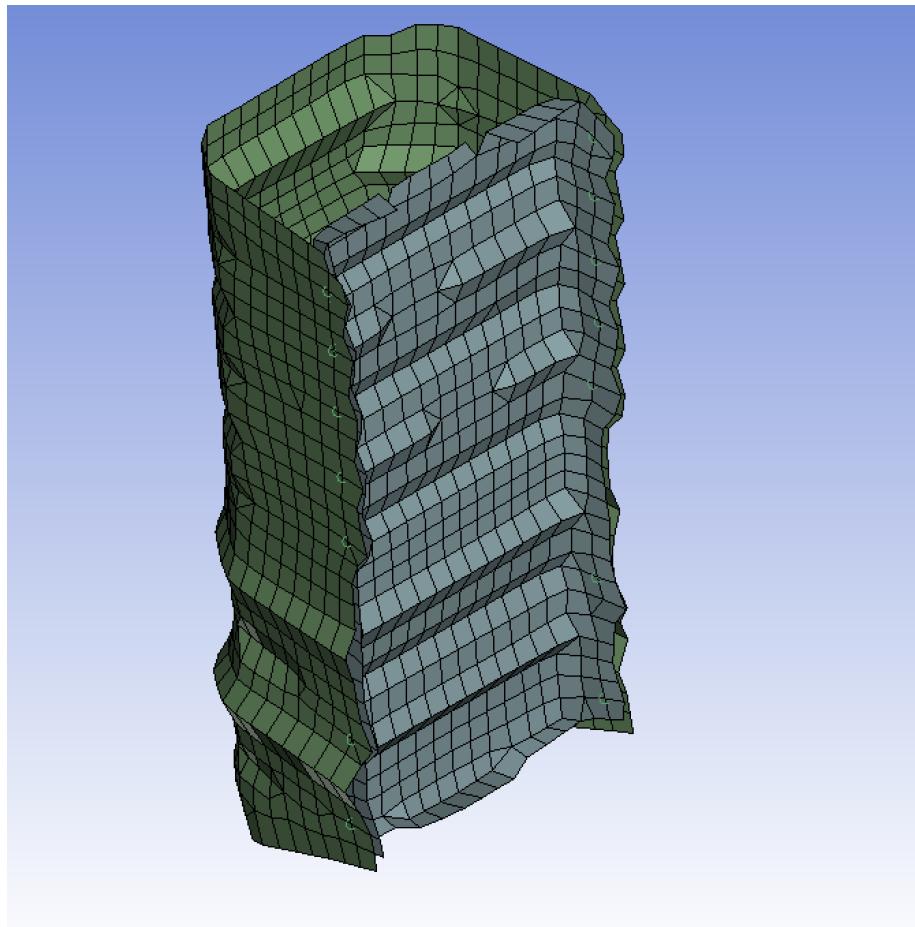


Figura 4.3.2: Crashbox reale di riferimento

Sotto queste nuove ipotesi, si può procedere esattamente come già mostrato nel capitolo 3: Si riportano i risultati ottenuti in tabella 4.3.1.

Tabella 4.3.1: Risultati SEA per la crashbox estratta dalla Yaris Sedan

Lunghezza [mm]	Massa [g]	En. Assor- bita [J]	Diff. %	SEA ₁ [kJ/kg]	Dev. Std. [kJ/kg]	SEA ₂ [kJ/kg]
230	1179	17499	≈ 0	13.89	2.97	12.55

Per completezza, si riporta in figura 4.3.3 l'andamento del grafico forza-spostamento per la crashbox in questione. Si specifica inoltre che i valori di spostamento che identificano gli estremi del plateau sono 10 mm e 163 mm.

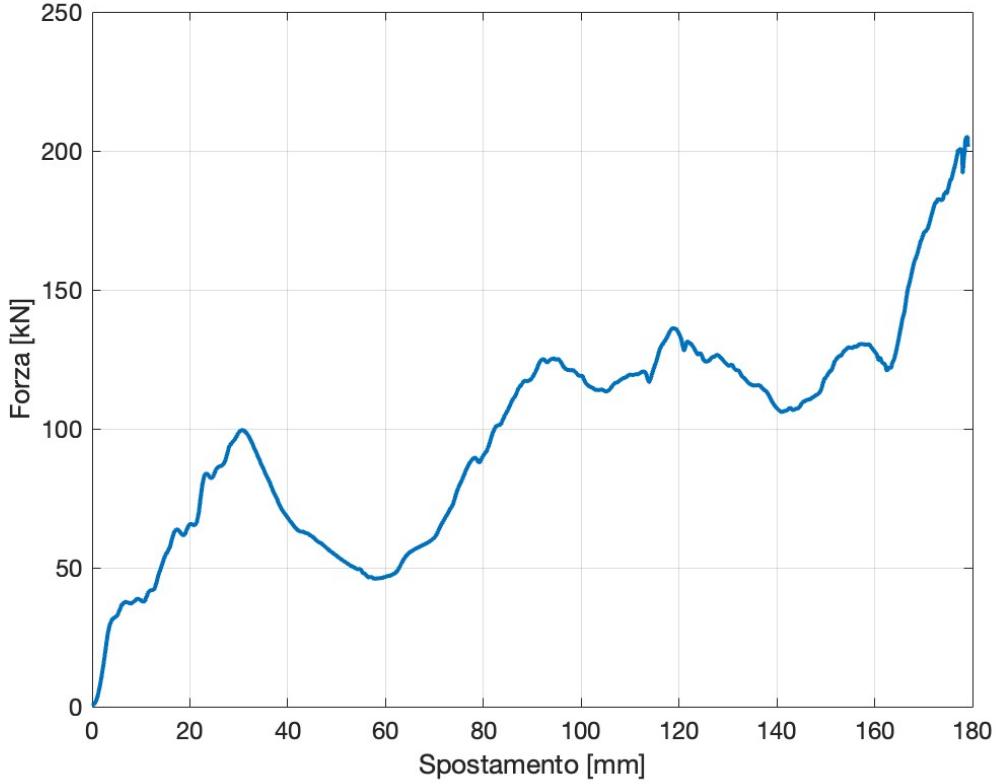


Figura 4.3.3: Forza-spostamento crashbox Yaris

Alla luce dei risultati ottenuti, è possibile trarre alcune considerazioni in termini di SEA. Confrontando i valori appena calcolati con quelli mostrati nelle tabelle 4.1.1 e 4.1.2 nel paragrafo 4.1, salta subito all'occhio come la SEA_1 della crashbox estratta dal modello della Yaris Sedan, sia di gran lunga inferiore rispetto a quella dei modelli ispirati alle corna di alce ma maggiore, o comunque comparabile, a quella dei modelli ispirati alle chele del gambero mantide. Questa differenza può essere spiegata considerando quanto discusso nel paragrafo 4.2, ovvero che i modelli bio-inspired non sono stati sottoposti ad alcun tipo di ottimizzazione geometrica che comporterebbe un aumento significativo della SEA. È pertanto ragionevole ipotizzare che, in caso venga effettuata un'ottimizzazione del design, anche i modelli ispirati alle chele del gambero mantide riuscirebbero ad avere prestazioni energetiche superiori

rispetto alla crashbox reale. Da ciò si deduce che i design bio-inspired presentano notevoli vantaggi in termini di assorbimento specifico di energia rispetto ai dispositivi tradizionali e che, quindi, le scelte progettuali adottate risultano perfettamente giustificate. L'impiego di un materiale come il carbon-nylon permette di ottenerne dispositivi con capacità energetiche comparabili, se non superiori ai dispositivi tradizionali realizzati per esempio in acciaio.

I valori molto simili di SEA_1 e SEA_2 osservati nella crashbox reale, suggeriscono inoltre che la deformazione durante la fase di plateau sia ampiamente distribuita su tutta la massa. Questo risulta confermato anche dal fatto che l'inizio della fase di densificazione si verifichi per valori dello spostamento significativamente maggiori rispetto a quelli riscontrati nei modelli bio-inspired analizzati.

Nella figura sottostante è riportato il modo di collasso di questa struttura: come è possibile osservare, in seguito all'urto, la crashbox si deforma plasticamente formando pieghe che permettono l'assorbimento dell'energia cinetica. Questo comportamento è quello tipico di una crashbox reale.

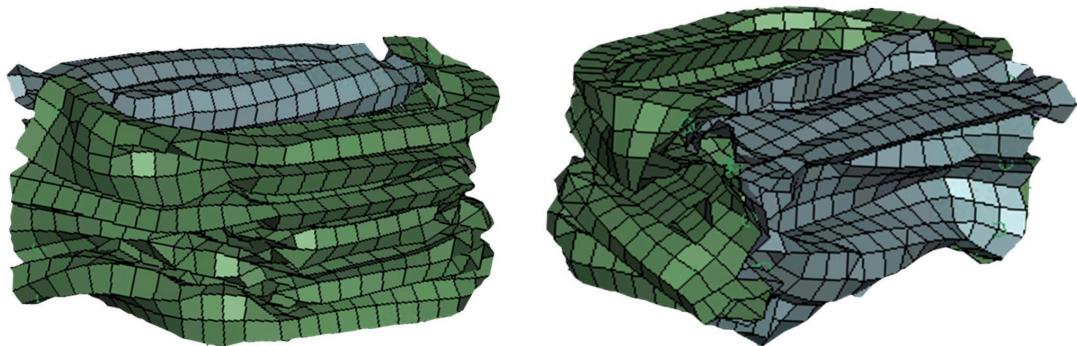


Figura 4.3.4: Modo di rottura crashbox Yaris

Capitolo 5

Crashbox bio-inspired in ABS

Conclusasi la prima parte numerica di questo elaborato, relativa alle simulazioni svolte con il materiale di riferimento, resta da svolgere la fase sperimentale. Nell'ambito della progettazione di crashbox con struttura multicella, è infatti necessario validare empiricamente i risultati ottenuti attraverso opportuni test svolti in laboratorio.

5.1 Materiali e metodi di caratterizzazione

La fase sperimentale si apre con la presentazione del materiale utilizzato, dei suoi metodi produttivi e di caratterizzazione delle sue proprietà, come illustrato nei paragrafi successivi.

5.1.1 Materiale e stampante

La produzione delle crashbox è stata realizzata tramite la stampante Bambu Lab X1E, mostrata in figura 5.1.1. Come già anticipato nel paragrafo 2.1, l'area di lavoro di questa stampante, pari a $256 \times 256 \times 256 \text{ mm}^3$ [14], ha portato alla realizzazione di modelli con altezza massima di 210 mm , permettendo la stampa anche in scala 1:1.



Figura 5.1.1: Stampante Bambu Lab X1E. Immagine tratta da [16]

Nel paragrafo 2.3.4 è stato presentato il materiale utilizzato nelle varie simulazioni svolte con tutte le sue proprietà. Il passo successivo è quello di scegliere un materiale, tra quelli processabili dalla stampante utilizzata per la realizzazione dei provini, definire le sue proprietà e ripetere le simulazioni con questo nuovo materiale. La scelta è ricaduta sull'ABS in quanto adatto sia per le lavorazioni tramite tecniche tradizionali, quali per esempio l'estruzione, sia per la tecnica di stampa 3D. La scelta di questo materiale per la fabbricazione dei prototipi, deriva dalla necessità di condurre uno studio di fattibilità, senza necessariamente individuare il materiale che meglio si adatta a questo contesto, infatti, tra i materiali processabili dalla stampante, diversi presentano prestazioni superiori all'ABS. L'obiettivo, piuttosto, è

quello di dimostrare che, anche utilizzando un materiale plastico per la creazione di crashbox, è possibile raggiungere prestazioni elevate, sfruttando design bio-inspired opportunamente progettati, nonostante le minori prestazioni meccaniche rispetto ad un materiale tipicamente utilizzato come l'alluminio o l'acciaio. L'impiego di una sezione trasversale costante per tutti i modelli, affiancata ad un materiale termoplastico estrudibile, rende inoltre giustificabile un'eventuale produzione industriale tramite tecniche tradizionali.

Le proprietà dell'ABS sono riportate nel data sheet fornito sul sito ufficiale della Bambu Lab [17]. I dati riportati, però, non sono sufficienti a caratterizzare completamente il comportamento dell'ABS, in quanto non comprendono la curva di sforzo-deformazione che deve essere definita nella keyword del materiale in LS-DYNA. Per ricavare questi dati aggiuntivi sono state svolte delle prove di trazione.

5.1.2 Prove di trazione

La parte preliminare delle prove di trazione consiste nella stampa dei provini, la cui forma e dimensione sono riportate nel data sheet dell'ABS [17].

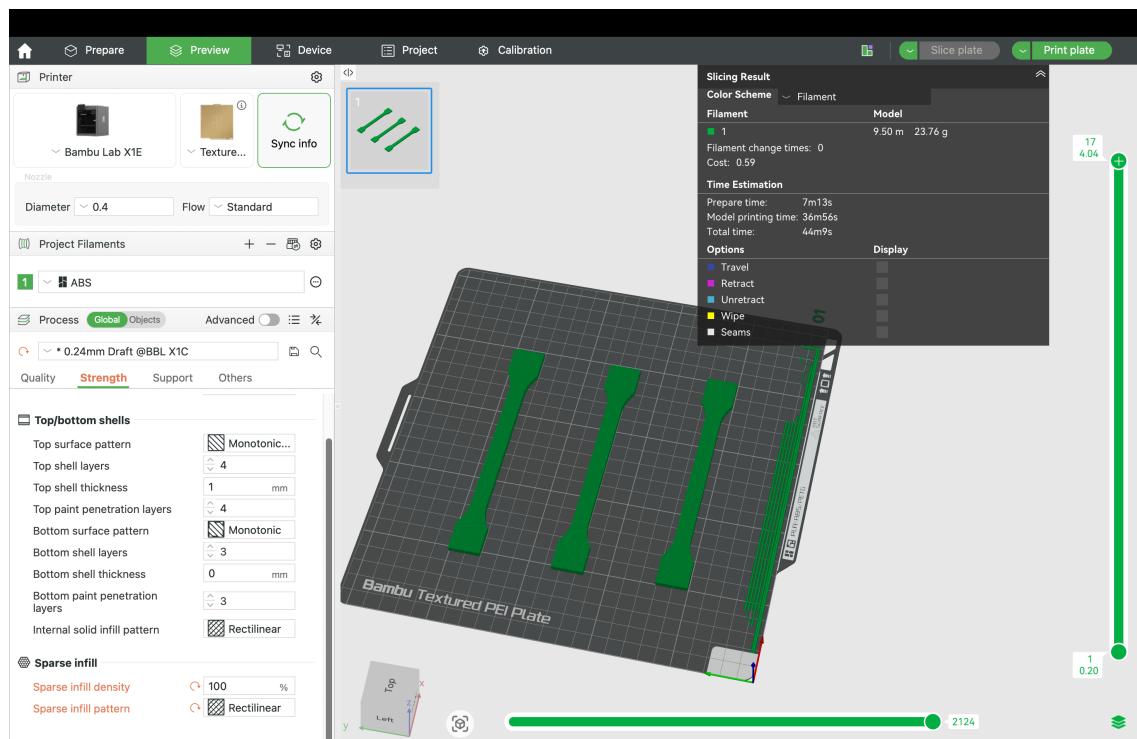


Figura 5.1.2: Stampa provini

La creazione dei provini è partita dal loro disegno in SolidWorks, da cui sono stati estratti i file in formato **STL**, successivamente elaborati nel software BambuStudio. In questo ambiente è stata effettuata l'operazione di *slicing* al fine di generare il **G-code** necessario per la realizzazione dei provini, come visibile in figura 5.1.2. Si specifica che questo procedimento resta identico anche per la realizzazione dei modelli di crashbox veri e propri. Una volta stampati i provini, si procede con le prove di trazione. Per ottenere le curve sforzo-deformazione è stata impiegata la tecnica *Digital Image Correlation (DIC)*. Tale tecnica si basa sull'acquisizione, tramite telecamere ad alta risoluzione, degli spostamenti di un pattern casuale applicato sulla superficie del provino tramite, per esempio, vernice spray. L'elaborazione delle immagini acquisite in serie consente di ricostruire il campo degli spostamenti con la possibilità di valutare, in maniera non a contatto e ad alta precisione, l'evoluzione della deformazione durante il test [18]. L'intero sistema di acquisizione è mostrato in figura 5.1.3.

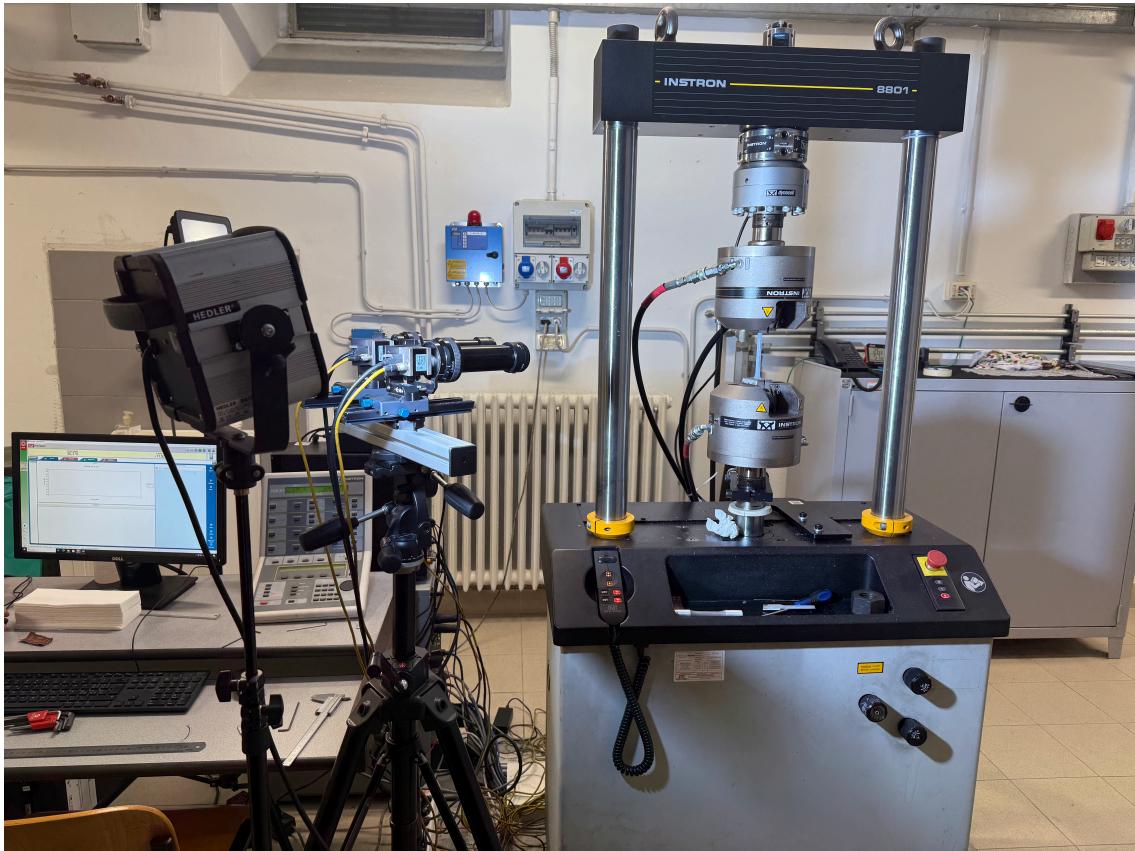


Figura 5.1.3: Sistema di misura DIC

In uscita dal sistema di acquisizione presentato, si ottengono per ogni provino, per un totale di tre, un insieme di file in formato `.mat` e un singolo file in formato `.csv`. Per analizzare questi dati è necessario l'utilizzo del codice matlab presentato in appendice B.2. Ad elaborazione conclusa, si ottengono le curve di sforzo-deformazione per ogni provino, così come il modulo di Young (E), il coefficiente di Poisson (ν) con le relative deviazioni standard e infine la resistenza a trazione (σ_S). Si ottengono così i seguenti risultati:

Tabella 5.1.1: Risultati prove di trazione

Provino	E [MPa]	Dev. Std. [MPa]	ν	Dev. Std.	σ_S [MPa]
1	1972	8	0.36	0.01	29.41
2	1970	7	0.36	0.01	29.70
3	2018	9	0.35	0.01	28.39

Una volta fatta la media dei vari valori si ottengono le seguenti proprietà del materiale:

- densità = $\rho = 1.05 \text{ g cm}^{-3}$
- modulo di Young = $E = 1987 \pm 27 \text{ MPa}$
- resistenza a trazione = $\sigma_S = 29 \pm 1 \text{ MPa}$
- coefficiente di Poisson = $\nu = 0.36 \pm 0.01$

Si può osservare come i dati ottenuti siano perfettamente in linea con quelli riportati nel data sheet dell'ABS [17], a dimostrazione del fatto che le curve sforzo-deformazione analizzate siano corrette. In figura 5.1.4 è possibile notare gli andamenti distinti dei tre provini insieme all'andamento medio, ricavato facendo la media tra i valori di tensione delle tre prove per ogni valore di deformazione.

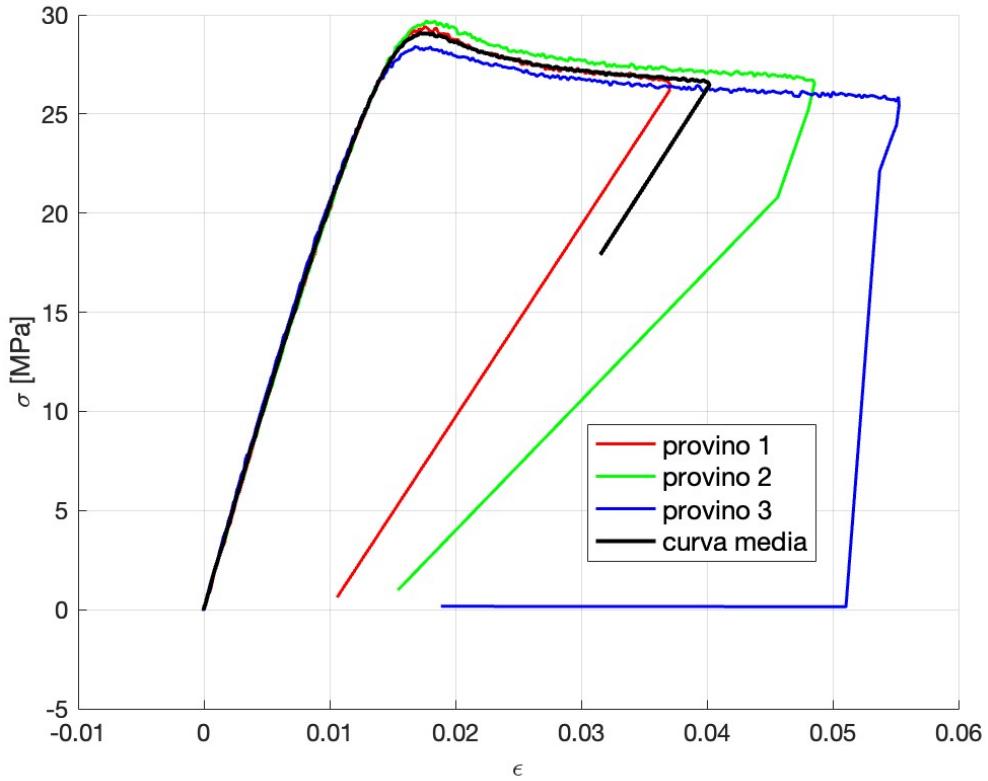


Figura 5.1.4: Grafici sforzo-deformazione prove di trazione

L'ultimo passaggio essenziale per ricavare i punti da inserire nella keyword del materiale in LS-DYNA, consiste nel ricavare la curva sforzo-deformazione effettiva a partire da quella ingegneristica calcolata in precedenza. Questo passaggio è necessario in quanto il software richiede esplicitamente i valori della curva effettiva per caratterizzare al meglio il materiale. Per passare da valori ingegneristici ad effettivi si usano le seguenti formule:

$$\begin{cases} \sigma_{\text{eff}} = \sigma_{\text{ing}} (1 + \varepsilon_{\text{ing}}) \\ \varepsilon_{\text{eff}} = \ln (1 + \varepsilon_{\text{ing}}) \end{cases} \quad (5.1)$$

In figura 5.1.5 vengono riportati gli andamenti delle due curve trovate.

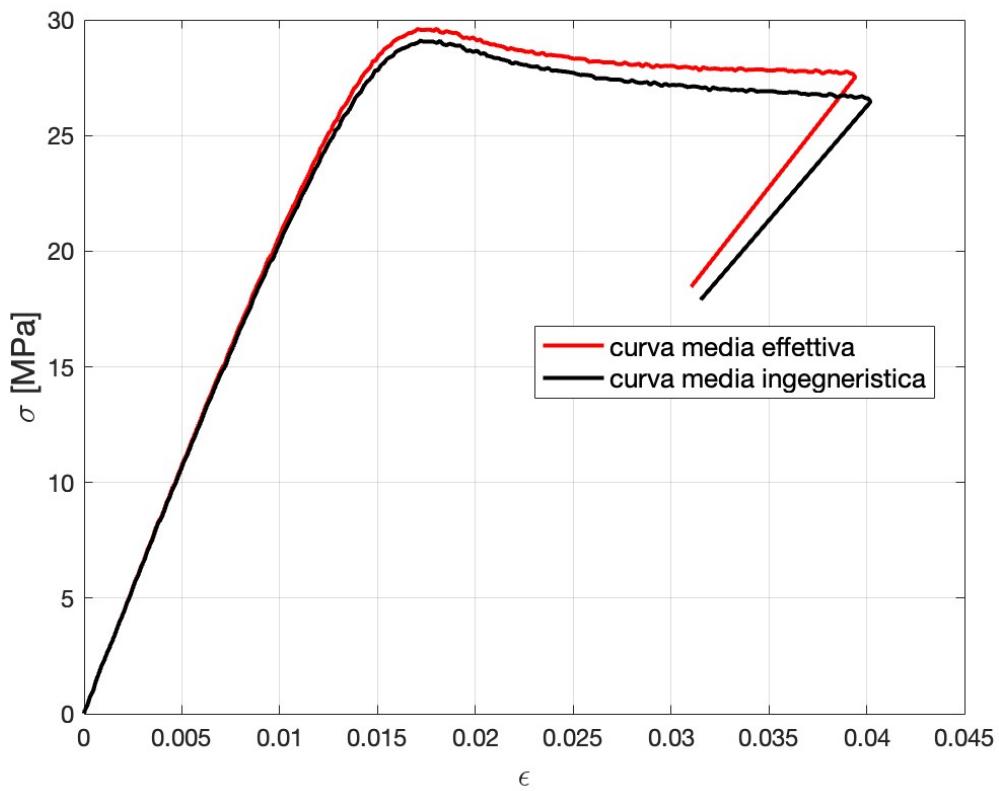


Figura 5.1.5: Curva sforzo-deformazione ingegneristica vs. effettiva

Per ottenere questi grafici è stato utilizzato il codice matlab riportato in appendice B.3.

5.2 Metodologia delle prove sperimentali

Una volta effettuate tutte le prove di trazione, così da definire le proprietà necessarie a caratterizzare completamente il materiale scelto all'interno dell'ambiente di LS-DYNA, il passo successivo è quello di ripetere le simulazioni fatte, implementarne di nuove e svolgere prove sperimentali in laboratorio per confrontare i risultati ottenuti. Innanzitutto, non si ripeteranno le prove su tutti i modelli sviluppati ma soltanto su alcuni di particolare interesse, scelti a partire dai risultati delle vecchie simulazioni.

Si decide così di analizzare i seguenti modelli tra quelli ispirati alle corna di alce:

- modello 1 lunghezza $150\ mm$
- modello 2 lunghezza $150\ mm$
- modello 3 lunghezza $210\ mm$

Per quanto riguarda invece i modelli ispirati alle chele del gambero mantide, i modelli analizzati sono i seguenti:

- modello 1 lunghezza $210\ mm$
- modello 2 lunghezza $210\ mm$
- modello 3 lunghezza $210\ mm$

È importante specificare che i criteri di scelta dei provini si basano innanzitutto su considerazione energetiche e di forze in gioco: per le prime, sicuramente risulta più interessante analizzare quei modelli che presentano un elevato rendimento di assorbimento energetico e quindi i modelli con SEA maggiore. D'altro canto, le crashbox sono dispositivi che devono cercare di attenuare le forze trasmesse all'abitacolo di un'autovettura e, di conseguenza, si scelgono i modelli con picchi di forza più bassi. È per quest'ultimo motivo che i modelli di lunghezza $100\ mm$ vengono esclusi, in quanto presentano forze in gioco troppo elevate. I modelli scelti rappresentano quindi un compromesso tra questi due importanti aspetti.

Nei paragrafi successivi verranno quindi presentate le prove sperimentali svolte e, a seguire, i modelli numerici sviluppati da validare, al fine di ottenere risultati coerenti e fisicamente rappresentativi.

5.2.1 Prove di compressione

Lo svolgimento di prove di compressione quasi-statiche deriva dalla necessità di validare i modelli numerici a basse velocità, come si vedrà nei paragrafi 5.3.1 e 5.4.1. Questi test sperimentali vengono svolti in controllo di spostamento, imponendo quindi una legge di moto a velocità costante, così da ottenere uno spostamento lineare. Il banco prova impiegato è lo stesso utilizzato per le prove di trazione, comprendendo

il medesimo macchinario e il relativo sistema di acquisizione dati. Si specifica che in questo caso non è stato necessario l'impiego della tecnica di misura DIC in quanto le informazioni di interesse sono già acquisite con elevata precisione dal sistema integrato della macchina di prova. La differenza principale riguarda il sistema di bloccaggio: nelle prove di trazione i provini ad osso di cane venivano serrati tramite afferraggi idraulici che stringevano le loro estremità permettendo l'estensione. In questo caso, invece, si utilizzano due piastre in acciaio di elevato spessore, una inferiore di appoggio ed una superiore collegata alla parte mobile della macchina ed incaricata della compressione secondo la legge di spostamento prefissata. Per ogni modello di crashbox la macchina di prova fornisce in uscita un file .csv contenente gli andamenti in funzione del tempo di forza e spostamento. In figura 5.2.1 è possibile osservare una crashbox compressa tra le piastre di acciaio.

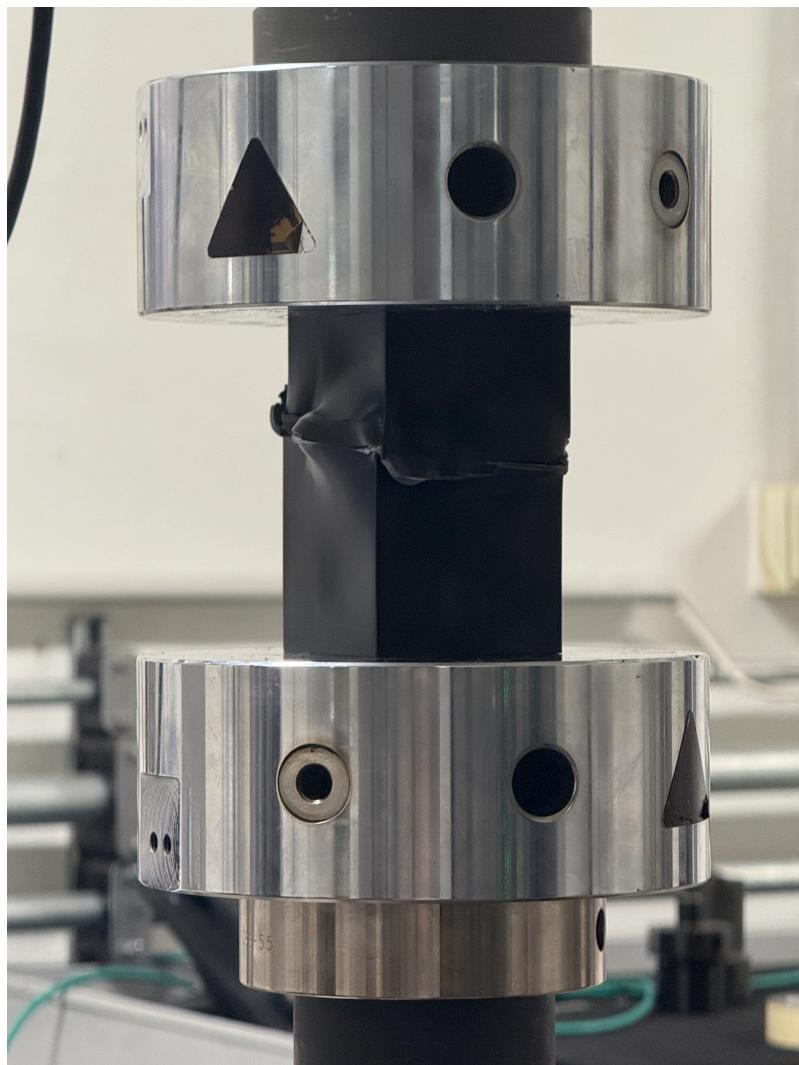


Figura 5.2.1: Esempio di crashbox soggetta a test di compressione

5.2.2 Prove di impatto

Per le prove di impatto non è possibile utilizzare modelli con dimensioni reali a causa delle limitazioni fisiche della macchina di prova. Risulta quindi necessario scalare i modelli prima della stampa, secondo precisi criteri energetici che verranno spiegati nei paragrafi 5.3.2 e 5.3.3.

La fase di stampa dei modelli scalati di crashbox può ritenersi conclusa una volta ottenuti quattro provini per ciascun modello, per un totale di ventiquattro crashbox da sottoporre a prove di impatto. Questo numero deriva dalla necessità di effettuare due prove per ciascun modello a due diverse velocità, in modo da valutare anche l'influenza dell'effetto di strain rate. Per l'esecuzione delle prove sperimentali è stato utilizzato il banco prova riportato in figura 5.2.2. Come è possibile osservare, al macchinario di prova, da cui si avranno i dati utili in uscita, è affiancata una telecamera ad alta definizione (la stessa utilizzata anche nelle prove di trazione) che consente di acquisire, grazie a frequenze di campionamento estremamente elevate, un numero di frame adeguato per registrare l'intero impatto. Le immagini acquisite vengono utilizzate per verificare visivamente le modalità di deformazione e per confrontarle con le animazioni numeriche ottenute da LS-DYNA. Per effettuare le prove si è deciso di fornire un'energia di circa 300 J con due diverse velocità: 3.5 m/s e 7.6 m/s . Facendo così si hanno masse di rispettivamente 50.75 kg e 10.75 kg . In uscita dalla macchina si ottengono file `.csv` in cui sono riportati i valori in funzione del tempo di forza, spostamento, velocità ed energia. Questi dati, insieme alle riprese del modo di rottura delle crashbox, servono per calibrare i parametri di strain rate e di danno, così da ottenere simulazioni affidabili e fisicamente coerenti.

L'analisi dei risultati sperimentali e il confronto con quelli numerici avviene attraverso il codice riportato in appendice B.5. Ottenere risultati e modi di rottura il più simili possibile tra le simulazioni numeriche e le prove sperimentali è essenziale per validare i modelli anche in condizioni dinamiche oltre che quasi-statiche, ottenendo così modelli numerici affidabili in ogni condizione.



Figura 5.2.2: Banco prova test di impatto

5.3 Metodologia delle simulazioni numeriche

Le prove sperimentali, sui modelli sia scalati che in scala reale, procedono di pari passo con lo sviluppo dei modelli numerici, la cui validazione è essenziale per ottenere risultati corretti e affidabili in ogni situazione di carico. Nei paragrafi successivi

verranno presentati i modelli numerici sviluppati per ricreare le stesse condizioni a cui le crashbox sono state soggette durante le prove di laboratorio. Tali modelli possono essere ritenuti validi e utilizzabili per il calcolo definitivo della SEA, se e solo se restituiscono gli stessi risultati delle prove sperimentali.

5.3.1 Simulazioni quasi-statiche di compressione

Al fine di verificare la validità dei modelli sviluppati, è necessario effettuare prove quasi-statiche di compressione, in modo da poter confrontare le curve forza-spostamento ottenute dalle simulazioni con quelle ottenute dai test sperimentale ed analizzare la loro effettiva somiglianza. L'impostazione delle simulazioni risulta differente da quella vista per le prove di impatto dal punto di vista dei contatti: nelle simulazioni viste finora, il rigidwall fungeva da impattatore tramite la keyword ***RIGIDWALL_PLANAR_MOVING_FORCES**, in cui si assegnavano i valori di velocità e massa. In queste simulazioni quasi-statiche invece, il rigidwall è sostituito da una piastra di elementi shell di spessore 1 mm, il cui contatto con la crashbox è regolato dalla keyword ***CONTACT_AUTOMATIC_SURFACE_TO_SURFACE_MORTAR**. Anche i vincoli imposti alla crashbox sono stati modificati: nelle simulazioni di impatto i nodi alla base della struttura erano vincolati lungo tutti i gradi di libertà. Nelle simulazioni quasi statiche, invece, è stato introdotto un piano di appoggio modellato come una piastra identica a quella superiore, precedentemente descritta, i cui nodi risultano vincolati lungo tutti i gradi di libertà. Anche in questo caso il contatto tra piastra e crashbox viene definito dalla medesima keyword presentata nel caso precedente. L'aggiunta del suffisso **MORTAR** alla keyword utilizzata nelle simulazioni precedenti ***CONTACT_AUTOMATIC_SURFACE_TO_SURFACE**, è giustificata dalla necessità di garantire maggior accuratezza numerica nelle simulazioni quasi-statiche rispetto a quelle di impatto. A differenza delle simulazioni di impatto dinamiche, le simulazioni quasi-statiche richiedono maggiore accuratezza nella definizione della rigidezza del contatto per evitare una sovrastima della risposta elastica del componente. Come riportato in *LS-DYNA Keyword User's Manual Volume 1* [19], a differenza del contatto classico nodo-a-segmento, la formulazione di contatto **MORTAR** è di tipo segmento-a-segmento, quindi proietta l'intera superficie di ciascun elemento del componente

slave sul master, distribuendo così le forze di contatto non solo sui nodi, garantendo continuità e regolarità nella distribuzione delle pressioni di contatto, aspetto particolarmente apprezzato nelle analisi quasi-statiche. Ne consegue un comportamento più coerente tra le due superfici, sia da un punto di vista dinamico che cinematico. L'adozione quindi di questo tipo di contatto, tramite la sostituzione del rigidwall con una piastra di elementi shell, permette di aumentare stabilità e accuratezza delle simulazioni, migliorando la correlazione con i risultati sperimentali, a discapito dei tempi di calcolo che aumentano notevolmente. In figura 5.3.1 è possibile osservare come è stata impostata la simulazione per lo svolgimento delle prove di compressione tramite l'utilizzo di piastre costituite da elementi shell.

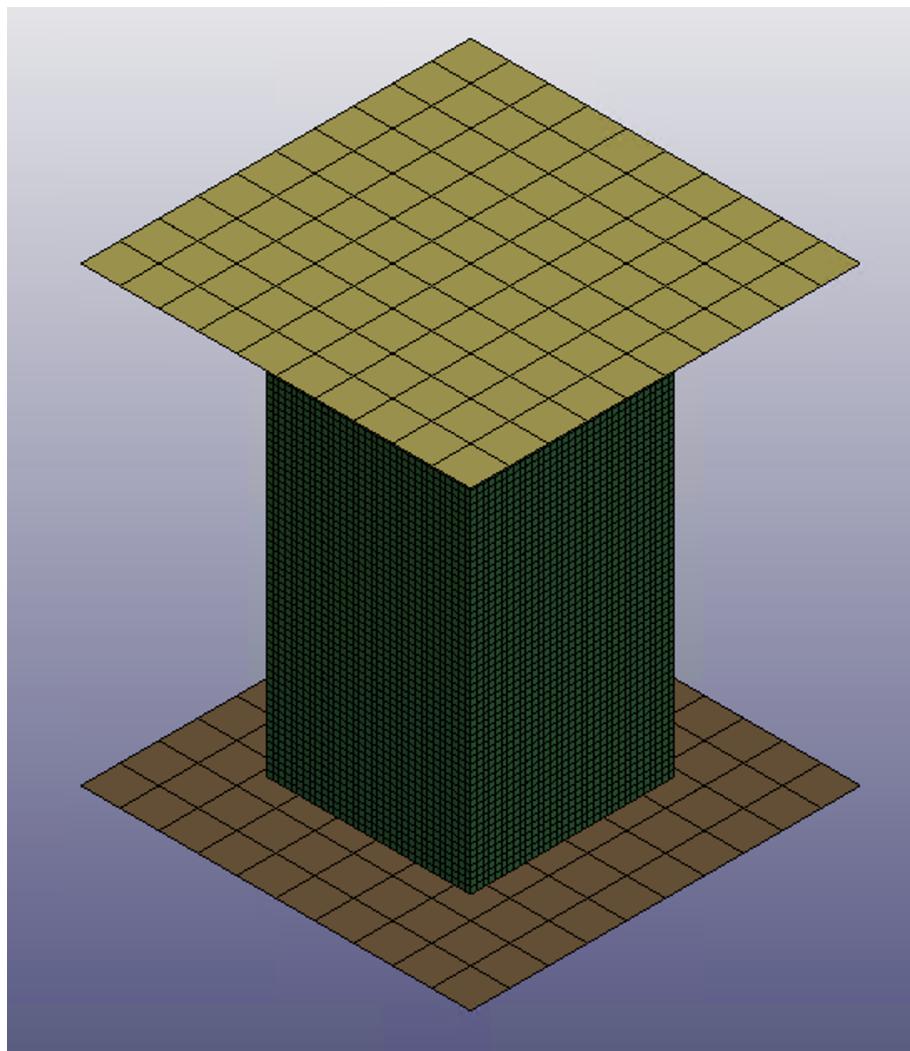


Figura 5.3.1: Modello LS-DYNA per le simulazioni di compressione

È importante tenere in considerazione che questo tipo di contatto, oltre ad incrementare i tempi di calcolo, porta con sè un'altra problematica limitata alla prima parte del contatto tra crashbox e piastra: nel tratto di salita lineare, prima del picco principale, si sviluppano notevoli oscillazioni della forza di origine esclusivamente numerica. Tale comportamento è legato alla formulazione del contatto **MORTAR** che risulta più sensibile alla scelta dei parametri di penalità e rigidezza. Per mitigare le oscillazioni si agisce sui comandi all'interno della keyword di contatto quali, per esempio **SFST**, **SFMT**, **IGAP** e **MPAR1**. Attraverso una scelta opportuna di questi parametri si possono ridurre notevolmente le vibrazioni iniziali e ottenere così una risposta più regolare nella fase elastica.

Si specifica che ad entrambe le piastre viene assegnata come materiale la keyword ***MAT_RIGID**, così da realizzare due strutture rigide e indeformabili. Alla piastra superiore viene inoltre assegnata una legge di moto con velocità costante, che descrive l'andamento della prova di compressione, fornendo una curva di spostamento creata tramite il comando ***DEFINE_CURVE**. Infine, per ottenere modi di rottura realistici, si aggiunge la keyword ***MAT_ADD_DAMAGE_GISSMO** così da considerare il danno subito durante la prova ed implementarlo nella simulazione.

Un altro aspetto importante da tenere in considerazione, è che i test di compressione in laboratorio hanno una durata temporale molto maggiore rispetto ai test di impatto. Per questo motivo, quando si simula una compressione quasi-statica, non è possibile impostare una durata della simulazione simile a quella reale per non avere tempi di risoluzione esagerati. Si decide quindi di impostare una durata molto inferiore a quella reale, con spostamenti molto più veloci. La correttezza di tale impostazione deve essere verificata analizzando il file **GLSTAT** in uscita, confrontando l'andamento dell'energia cinetica e di quella interna: per avere la certezza di aver effettuato una prova quasi-statica, è necessario assicurarsi che l'energia cinetica sia sempre trascurabile, generalmente la si vuole inferiore al 5% dell'energia interna, come spiegato in [20].

5.3.2 Simulazioni di impatto

Le simulazioni di impatto e l'analisi dei risultati si svolgeranno esattamente come già spiegato nel paragrafo 2.3 e nel capitolo 3. La principale differenza è sicuramente quella legata al materiale utilizzato, in quanto vengono utilizzate le proprietà e il grafico sforzo-deformazione presentati nel paragrafo precedente.

Un'altra differenza da sottolineare rispetto alle simulazioni originali, consiste nell'energia cinetica iniziale: qui viene ripreso lo stesso concetto presentato nel paragrafo 4.3, legato alla necessità di raggiungere la fase di densificazione con un materiale costituente più performante rispetto al materiale di riferimento iniziale. Per questo motivo, alcuni dei modelli studiati presentano un valore di energia cinetica iniziale di impatto (KE) maggiore rispetto ai casi originali. In particolare, in caso di necessità, si utilizzeranno le stesse condizioni di impatto presentate nel paragrafo 4.3, quindi velocità pari a 5 m/s e massa pari a 1400 kg , corrispondenti a $KE = 17500 \text{ J}$. Di conseguenza, il valore $Diff.\%$ riportato nelle tabelle dei risultati fa riferimento alla differenza percentuale tra l'energia assorbita e l'energia cinetica iniziale fornita per ciascun modello, senza tuttavia riportare esplicitamente il valore di KE per ogni caso al fine di rendere più snella la lettura dei risultati.

Infine, per caratterizzare al meglio il materiale utilizzato, si valuta, in maniera inizialmente approssimativa, l'effetto di strain rate che descrive il comportamento del materiale al variare della velocità di applicazione del carico e che entra in gioco a causa delle elevate velocità di deformazione a cui è soggetta la crashbox. Nel caso dei test di compressione, a causa delle basse velocità, questo aspetto non era ovviamente rilevante. Per descrivere il materiale viene utilizzata la keyword ***MAT_PIECEWISE_LINEAR_PLASTICITY**, a differenza delle simulazioni originali in cui si usava ***MAT_PLASTICITY_COMPRESSION_TENSION**. Questo cambiamento deriva dalla necessità di avere una keyword più stabile numericamente e più adatta a descrivere la strain rate sensitivity del materiale preso in considerazione. Per includere l'effetto della velocità di deformazione si adotta il modello di *Cowper-Symonds* che scala la tensione di snervamento secondo la formula riportata nel secondo volume del manuale di LS-DYNA [21]:

$$\sigma_s(\dot{\varepsilon}) = \sigma_{s,0} \left[1 + \left(\frac{\dot{\varepsilon}}{C} \right)^{1/P} \right] \quad (5.2)$$

In cui i simboli rappresentano:

- σ_s = tensione di snervamento [MPa]
- $\sigma_{s,0}$ = tensione di snervamento in condizioni quasi statiche [MPa]
- $\dot{\varepsilon}$ = velocità di deformazione [s^{-1}]
- C = primo parametro di strain rate [s^{-1}]
- P = secondo parametro di strain rate

L'obiettivo è quello di valutare C e P in maniera realistica e quanto più possibile veritiera, partendo da studi già effettuati come per esempio *On the Strain Rate Sensitivity of FFF Processed PLA, ABS, PETG, PA6 and PP Thermoplastic Polymers* [22] e *Estimating the Strain-Rate-Dependent Parameters of the Cowper-Symonds and Johnson-Cook Material Models using Taguchi Arrays* [23]. L'analisi di questi documenti ha portato ad una stima di C pari a $5000\ s^{-1}$ e P pari a 4. Tali valori sono soltanto punti di partenza per le simulazioni, in quanto, una volta ottenuti i risultati delle prove di impatto in laboratorio, questi andranno ricalibrati per ottenere stime più precise e affidabili che renderanno il modello simulato molto più simile a quello reale. Per il procedimento effettivo di calcolo di tali parametri si rimanda all'appendice A.3.

In questa fase, a causa della natura ancora approssimativa dei parametri di strain rate, i risultati relativi alla capacità di assorbimento energetico non sono riportati in quanto da considerare puramente indicativi. I risultati definitivi, ottenuti dalle simulazioni sui modelli numerici validati, verranno riportati e commentati nel paragrafo 5.4.6. Le simulazioni ora svolte sono quindi utilizzate unicamente come base di riferimento per la scalatura dei modelli di crashbox, così da poterli adattare alle condizioni sperimentali e renderli effettivamente testabili alle energie disponibili in laboratorio. La scalatura dei modelli è descritta nel paragrafo 5.3.3.

5.3.3 Creazione modelli in scala

La fase preliminare allo stampaggio delle crashbox da sottoporre a test di impatto, che avviene esattamente come già spiegato nella parte iniziale del paragrafo 5.1.2, consiste nella realizzazione di modelli in scala. Infatti, per queste prove, non è possibile ricreare un urto come quello ipotizzato nelle simulazioni, con un impattatore di massa pari a $1400\ kg$ e con una velocità pari a $18\ km/h$. Risulta quindi evidente come l'unica strada percorribile, sia quella di produrre modelli di dimensioni ridotte, imponendo come vincolo l'assorbimento, entro la fine del plateau (escludendo la densificazione) di un valore massimo di $1000\ J$, valore derivante dalle caratteristiche della macchina in laboratorio. Per garantire che i modelli in scala riproducano fedelmente il comportamento degli originali, è stata adotta la teoria della *Similitudine Meccanica* come illustrata nel capitolo 3 di *Energy absorption of structures and materials* di Lu e Yu [24]. Da questo documento si ricava che, indicando con λ_l il *fattore di scala geometrico* e considerando la forza proporzionale all'area, allora si ottiene $F \propto \lambda_l^2$. Allo stesso modo, l'energia assorbita è proporzionale al volume deformato moltiplicato per la densità di energia, allora $E_{ass} \propto \lambda_l^3$. Prima di procedere con i calcoli, specifichiamo per questo elaborato quanto segue: identifichiamo con λ_e il *fattore di scala energetico* e usiamo il pedice 0 per identificare le grandezze dei modelli originali; l'energia assorbita è pari all'energia cinetica di impatto come presentata nella formula (2.1), allora $E_{ass,0} = KE$; energia di riferimento $E_{ref}=600\ J$, pari all'energia assorbita prima della fase di densificazione, minore dei $1000\ J$ massimi specificati in precedenza per questioni di sicurezza.

Ai fini di applicare correttamente la Similitudine Meccanica, il procedimento è il seguente:

1. Si calcola l'energia assorbita dai modelli originali prima della fase di densificazione attraverso il codice MATLAB già presentato (appendice B.1). La si indica con il simbolo $E_{ref,0}$.
2. Si calcola il fattore di scala energetico

$$\lambda_e = \frac{E_{ref}}{E_{ref,0}} \quad (5.3)$$

3. Sapendo che $\lambda_e = \lambda_l^3$ si calcola il fattore di scala geometrico

$$\lambda_l = \sqrt[3]{\lambda_e} \quad (5.4)$$

4. Si calcola l'energia che deve essere totalmente assorbita dal modello in scala per simulare correttamente il comportamento del modello originale e la identifichiamo come E_{ass} . Questa rappresenterà l'energia cinetica iniziale di impatto dei modelli scalati.

$$\frac{E_{ref,0}}{E_{ass,0}} = \frac{E_{ref}}{E_{ass}} \quad (5.5)$$

Quindi si ottiene che

$$E_{ass} = E_{ref} \cdot \frac{E_{ass,0}}{E_{ref,0}} \quad (5.6)$$

Con le grandezze appena ottenute è possibile scalare correttamente i modelli. Si usa il fattore di scala geometrico per ricavare i nuovi spessori e le nuove lunghezze delle crashbox, mentre, avendo calcolato la nuova energia cinetica iniziale di impatto, si possono definire le caratteristiche di massa e velocità dell'impattatore reale della macchina di laboratorio. In tabella 5.3.1 e 5.3.2 sono riportati i risultati ottenuti.

Tabella 5.3.1: Risultati per i modelli ispirati alle corna di alce

Lunghezza [mm]	Modello	$E_{ref,0}$ [J]	λ_e	λ_l	E_{ass} [J]
150	1	14991	0.0400	0.3421	800
	2	13870	0.0433	0.3510	865
210	3	10532	0.0570	0.3848	866

Tabella 5.3.2: Risultati per i modelli ispirati alle chele del gambero mantide

Lunghezza [mm]	Modello	$E_{ref,0}$ [J]	λ_e	λ_l	E_{ass} [J]
210	1	6420	0.0935	0.4538	1136
	2	7267	0.0826	0.4355	1004
	3	9350	0.0642	0.4004	836

5.4 Risultati e confronti

5.4.1 Confronto tra le curve di compressione

Una volta svolte sia le simulazioni in LS-DYNA che le prove sperimentali, è possibile confrontare le curve forza-spostamento ottenute per validare i modelli numerici. È importante sottolineare che la validazione del modello numerico tramite prove quasi-statiche risulta fondamentale anche per le analisi dinamiche: un modello accurato a basse velocità garantisce una maggior affidabilità anche nella previsione del comportamento a velocità ben maggiori, dove entrano in gioco sollecitazioni, deformazioni e modalità di collasso molto più complesse. In figura 5.4.1 è riportato un esempio rappresentativo dell'andamento sperimentale e simulato per uno dei modelli utilizzati (si riporta un unico esempio di confronto in quanto tutti i modelli hanno il medesimo andamento e riportare ogni grafico non aggiungerebbe informazioni).

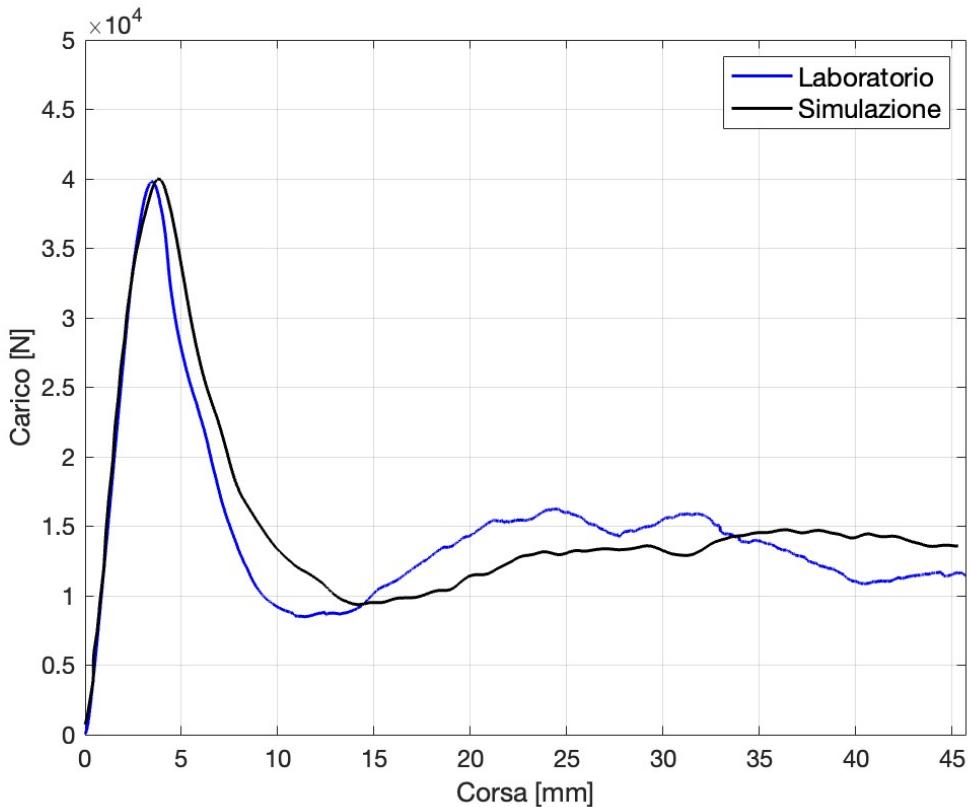


Figura 5.4.1: Curva sperimentale vs. simulazione, compressione quasi-statica

Come è possibile osservare, le due curve sono simili sia in termini di andamento generale che di valori raggiunti. Nel primo tratto in salita, corrispondente alla fase elastica, le due curve sono praticamente coincidenti e questo dimostra come le proprietà meccaniche stimate dalle prove di trazione e riprodotte in LS-DYNA, siano assolutamente coerenti con i modelli reali. Il primo scostamento tra le due curve si può notare nell'altezza del picco e nella sua larghezza. Questa discrepanza può essere attribuita alla naturale presenza di imperfezioni geometriche e difetti di stampa inevitabili, che riducono lievemente la resistenza complessiva della struttura reale rispetto a quella simulata perfetta e prima di errori. Successivamente al picco, la fase di collasso risulta molto simile tra le due curve, con oscillazioni e irregolarità leggermente più marcate nella curva reale sempre a causa delle imperfezioni tipiche della struttura stampata in 3D. Nel complesso si ha un'ottima sovrapposizione tra le due curve, dimostrando così che il modello implementato in LS-DYNA e la caratterizzazione delle proprietà del materiale, dei contatti e dei vincoli, è in grado di riprodurre fedelmente la risposta meccanica della crashbox durante una compressione quasi-statica.

Un ulteriore confronto può essere effettuato in termini di energia assorbita: si vede come, calcolando l'area sottesa dalle due curve tramite MATLAB, il modello simulato tende a sovrastimare l'energia assorbita di circa il 2%. Questa differenza molto bassa dimostra ancora una volta come il modello simulato riesca a riprodurre il comportamento dissipativo della struttura, sovrastimando leggermente la sua energia assorbita, a causa della presenza di imperfezioni nel modello reale non riproducibili in quello numerico.

Infine, è importante notare come le simulazioni non abbiano mostrato instabilità numeriche significative, a conferma della corretta impostazione dei parametri di controllo che garantiscono un'adeguata robustezza del modello. La stabilità numerica è un aspetto fondamentale da considerare quando si vuole avere la certezza dell'affidabilità dei risultati ottenuti ed è per questo motivo che, oltre alle curve appena mostrate, è necessario analizzare i modi di rottura delle crashbox e confrontare i modelli simulati con quelli sperimentali. Questa parte verrà affrontata nel paragrafo 5.4.4.

5.4.2 Coefficienti di strain rate

Lo svolgimento delle prove sperimentali di impatto, affiancate alle simulazioni numeriche, ha permesso di determinare in modo più accurato i coefficienti di strain rate della legge di Cowper–Symonds. Nel paragrafo 5.3.2 era stata inizialmente effettuata una stima basata su studi precedentemente effettuati: l'analisi preliminare aveva portato ad una stima di C pari a 5000 s^{-1} e P pari a 4, già indicati come suscettibili di una successiva ottimizzazione e rifinitura. In seguito alle prove svolte, è stato possibile ricalibrare questi coefficienti con maggiore precisione, così da ottenere curve di forza–tempo numeriche il più possibile vicine ai risultati sperimentali. In figura 5.4.2 sono rappresentate le curve sperimentali e quelle simulate ottenute adottando i valori definitivi di C e P , cioè $C = 6000 \text{ s}^{-1}$ e $P = 2$.

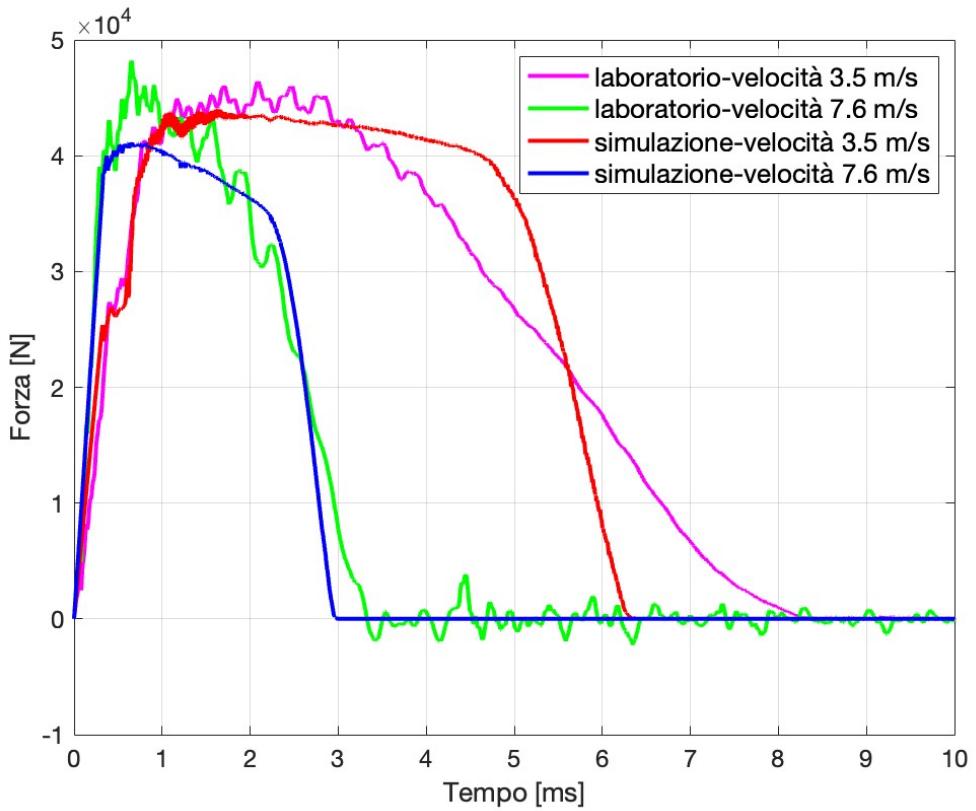


Figura 5.4.2: Curve sperimentali vs. simulazioni con valori definitivi di C e P

Come è possibile osservare dall’immagine qui sopra riportata, la pendenza iniziale delle curve sperimentali coincide con quella delle curve simulate. Ciò implica che la rigidezza del materiale, il modello numerico e il contatto siano stati correttamente calibrati. La fase di salita elastica lineare iniziale termina per gli stessi valori di forza sia nelle prove sperimentali che nelle simulazioni. Si ha quindi una fase di plateau successiva, la quale risulta correttamente riprodotta dal modello numerico, per entrambe le velocità. L’impiego dei valori di C e P sopra riportati permette di ottenere risultati molto vicini alla realtà, fino all’ultima fase, quella corrispondente al collasso. In quest’ultima zona, il decadimento della curva forza-tempo non è influenzato dai coefficienti di strain rate ma, piuttosto, dipende da fattori strutturali e geometrici non riproducibili perfettamente nel modello numerico, quali per esempio micro-imperfezioni, attriti, instabilità locali ed effetti della trama di stampa 3D. La non perfetta sovrapposizione tra curve sperimentali e numeriche in questa ultima fase non compromette dunque la correttezza della calibrazione effettuata. Secondo quanto riportato nel manuale di LS-DYNA [21], i coefficienti C e P della legge di Cowper-Symonds scalano esclusivamente la tensione di snervamento e la rigidezza elastica in funzione dello strain rate, senza alterare il comportamento post-picco, il cui decadimento segue la legge tensione-deformazione statica definita dal materiale. Per questo motivo, la calibrazione è stata condotta sulla fase iniziale della risposta dinamica e non sul tratto discendente della curva.

I valori dei coefficienti di strain rate inizialmente ricavati senza dati sperimentali, rendevano i modelli numerici eccessivamente sensibili alla velocità di deformazione: la risposta risultava troppo morbida negli impatti a 3.5 m/s e troppo rigida in quelli a 7.6 m/s . Svolgendo le prove sperimentali ci si è resi conto, invece, che le crashbox sottoposte a impatto risultavano avere una strain rate sensitivity molto più bassa. Ciò implica che le curve sperimentali ottenute differiscono di poco al variare della velocità di impatto. Per riflettere tale comportamento, si è scelto di aumentare il valore di C , così da ridurre la strain rate sensitivity e rendere la resistenza della struttura meno dipendente dalla velocità di impatto; contestualmente, si è scelto di ridurre il valore di P , in modo da attenuare l’eccessivo irrigidimento a velocità elevate. Si specifica, infine, che l’ottenimento del valore numerico definitivo per questi coefficienti non è stato immediato, bensì ha richiesto diversi tentativi iterativi.

5.4.3 Confronto curve di impatto

Come già visto per le prove di compressione, è necessario confrontare i risultati ottenuti dai modelli sperimentali con quelli delle simulazioni. Ottenere curve forza-spostamento paragonabili tra i due casi è essenziale per validare il modello numerico sviluppato anche da un punto di vista dinamico, esattamente come fatto nel caso quasi-statico. In figura 5.4.3 è riportato l'andamento delle curve forza-spostamento per uno dei modelli bouligand utilizzati, preso come esempio.

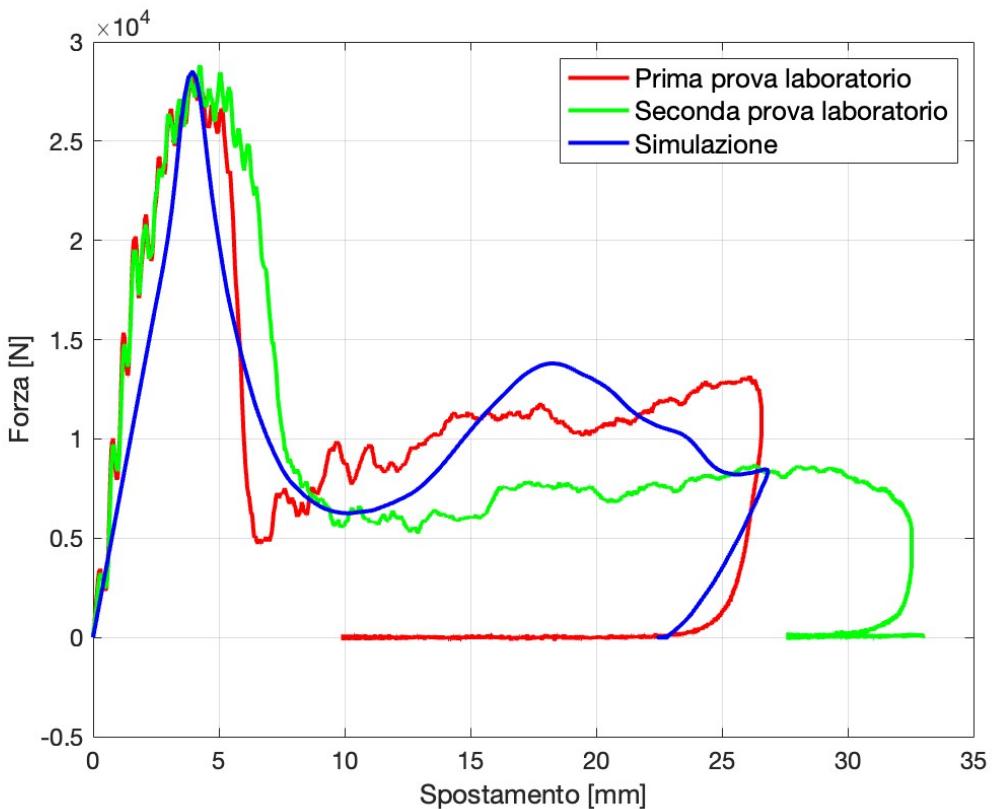


Figura 5.4.3: Curve sperimentali vs. simulazione, test di impatto a 3.5 m/s

Come è possibile osservare, le due curve sono molto simili nei valori raggiunti, infatti il picco di forza ha altezza praticamente identica e anche il corrispettivo valore di spostamento è di fatto lo stesso. Anche il valore massimo di spostamento raggiunto durante l'impatto è molto simile, così come la forma in generale della curva. La differenza sostanziale si trova nella fase successiva al picco, quella che fisicamente corrisponde alla rottura fragile della crashbox. Una spiegazione possibile di tale differenza è legata al fatto che, quando sopraggiunge la rottura, il comportamento

diventa troppo dipendente da microfratture o imperfezioni che si hanno naturalmente a causa della fabbricazione. Per questo motivo, la curva forza-spostamento sperimentale presenta un andamento post picco con molte vibrazioni e irregolarità rispetto alla curva simulata su un modello numerico geometricamente perfetto. Questo comportamento molto caotico determina anche un andamento post picco diverso fra le due prove sperimentali, a parità di condizioni.

Anche il picco iniziale presenta alcune differenze tra le curve, a partire dalla fase di salita in cui nel modello sperimentale sono presenti numerose vibrazioni.

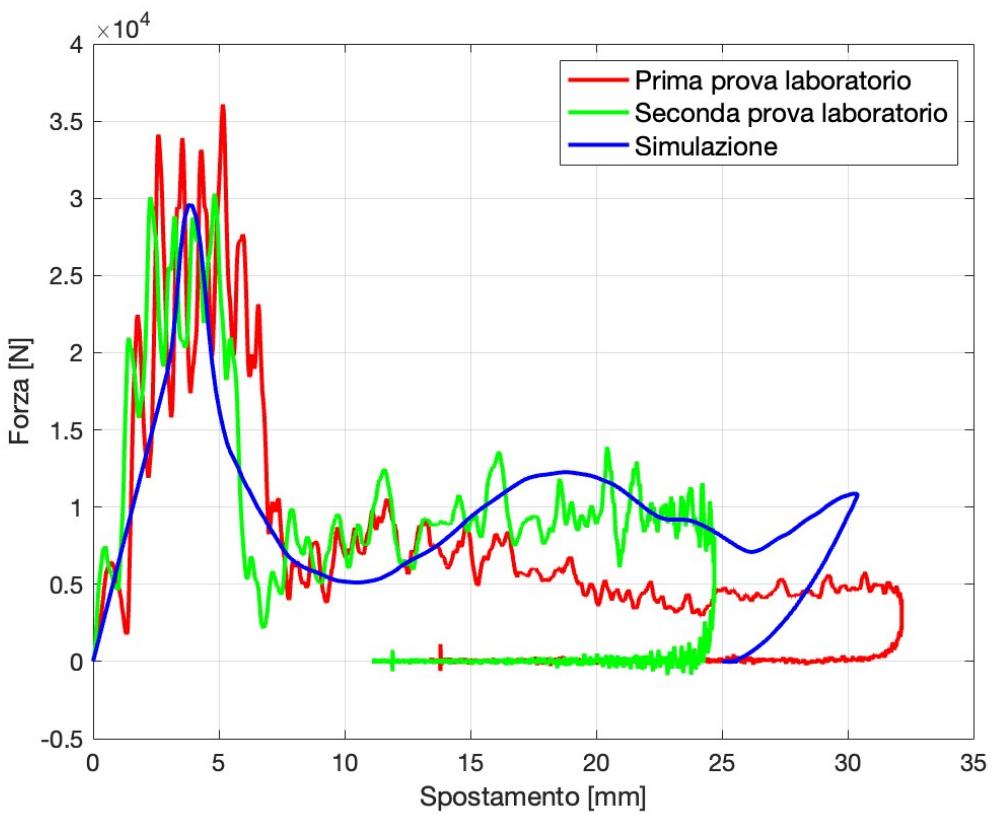


Figura 5.4.4: Curve sperimentali vs. simulazione, test di impatto a 7.6 m/s

Questo può essere spiegato dalla posizione della cella di carico, in coda al dardo impattatore, la quale acquisisce le vibrazioni assiali del dardo stesso, indotte dall'impatto. La curva rappresentata in figura 5.4.3 è quella ottenuta da un provino soggetto a impatto con velocità di 3.5 m/s e massa di 50.75 kg . Prendendo la curva dello stesso provino ma ottenuta nell'altro caso, quindi con massa di 10.75 kg e velocità di 7.6 m/s , si nota subito come le vibrazioni nella fase iniziale siano

molto maggiori, proprio perché avendo meno massa in gioco, le vibrazioni dovute ai giochi della traversa sono smorzate molto di meno. Questo fenomeno è visibile in figura 5.4.4, dove lo stesso provino trattato in precedenza come esempio è soggetto ad impatto con velocità pari a 7.6 m/s .

L'ultima differenza sostanziale tra i picchi consiste nella loro ampiezza: tale scostamento può essere spiegato dal fatto che il modello numerico in LS-DYNA lavora su un provino isotropo e perfetto, mentre nelle prove sperimentali si usano provini con difetti e in particolare con proprietà anisotrope dovute dalla stampa 3D. Quest'ultimo aspetto verrà approfondito nel paragrafo 5.4.4, in cui sono presentati i diversi modi di rottura tra tutti i modelli presentati in questo elaborato, sia numericamente che sperimentalmente.

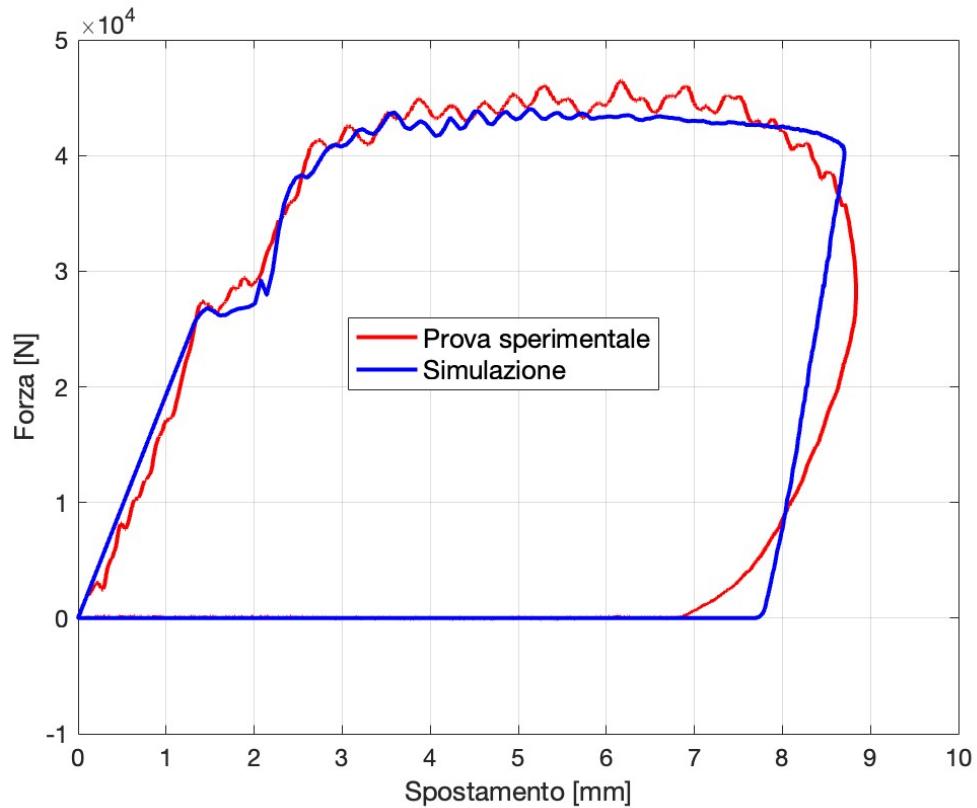


Figura 5.4.5: Curva sperimentale vs. simulazione, test di impatto per un modello ispirato alle corna di alce

Per le crashbox ispirate alle corna di alce i risultati delle prove di impatto sono significativamente diversi rispetto ai precedenti: mentre per i modelli bouligand si raggiungere una frattura fragile globale, come si vedrà nel paragrafo successivo, per questi altri modelli l'energia di impatto non è assolutamente sufficiente per deformare la struttura. Questo deriva dalla forma geometrica data a questi provini, capace di assorbire molta più energia rispetto agli altri bio-inspired sviluppati e anche rispetto a crashbox tradizionali come visto nel paragrafo 4.3. Ne consegue che la curva forza-spostamento ottenuta sarà del tipo rappresentato in figura 5.4.5, bassi valori di spostamento con alti valori di forza. Nonostante questa significativa variazione di comportamento tra le crashbox, i modelli numerici sviluppati sono in grado di riprodurre fedelmente l'andamento della curva forza-spostamento. Per quanto riguarda il modo di rottura di queste crashbox, come già specificato in precedenza per i modelli bouligand, si approfondirà l'argomento nel paragrafo successivo. Al momento ci si limita a dire che la buona correlazione tra le curve ottenute in condizioni dinamiche permette di validare il modello numerico e garantire una buona affidabilità dei risultati ottenuti per le crashbox ispirate alla struttura bouligand.

5.4.4 Confronto modi di rottura

Nei paragrafi 5.4.1 e 5.4.3 sono state messe a confronto le curve forza-spostamento ottenute dalle simulazioni con quelle ricavate dalle prove sperimentali, evidenziando le similitudini e le differenze. Come già sottolineato, tali confronti sono fondamentali per validare i modelli numerici impiegati, tuttavia, per una validazione corretta e completa, risulta altrettanto importante verificare che anche i modi di rottura riprodotti nelle simulazioni siano coerenti con quelli osservati nei test reali. Questo paragrafo è quindi dedicato all'analisi comparativa delle deformazioni e dei meccanismi di collasso delle crashbox nelle varie condizioni di carico.

Un primo confronto utile riguarda il comportamento a impatto delle crashbox in carbon-nylon rispetto a quelle in ABS. L'analisi si basa esclusivamente sulle simulazioni in LS-DYNA utilizzando il medesimo modello numerico, privo di strain rate sensitivity e di leggi di danno. In figura 5.4.6, è possibile osservare come, in entrambi i casi, le crashbox tendano inizialmente a formare pieghe e a deformarsi plastica-

mente prima di raggiungere la fase di densificazione. Questo comportamento deriva dalle proprietà dei due materiali: entrambi presentano elevata duttilità, sebbene il carbon-nylon abbia deformazione a rottura più elevata rispetto all'ABS a discapito della resistenza meccanica che è di molto inferiore. Questi scostamenti, tuttavia, non alterano in maniera significativa il modo di rottura che risulta qualitativamente simile per entrambi i materiali.

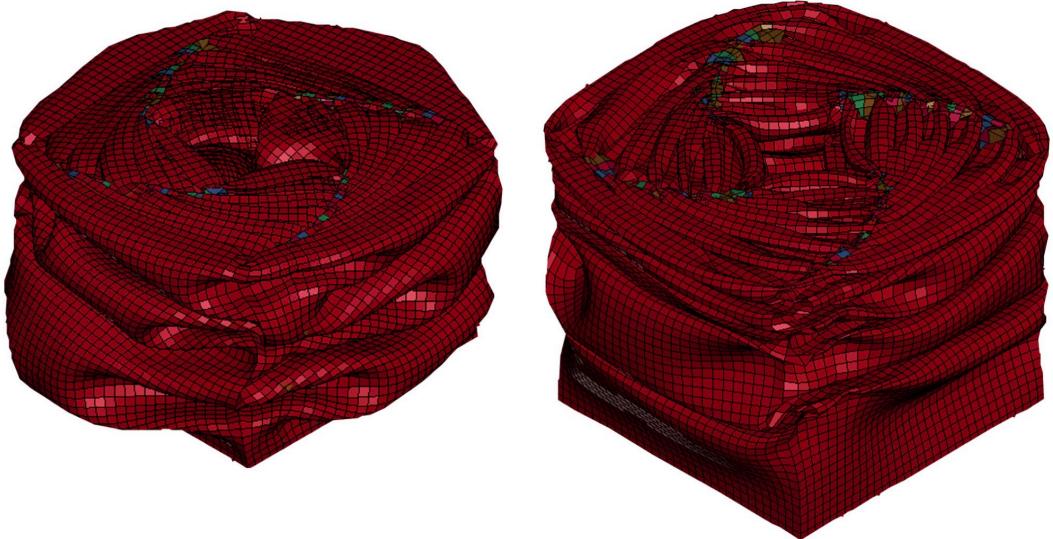


Figura 5.4.6: Confronto modi di rottura crashbox carbon-nylon (a sinistra) vs. crashbox ABS (a destra), simulazioni di impatto

Come anticipato nel paragrafo 5.4.1, la validazione del modello numerico non può basarsi esclusivamente sulla somiglianza delle curve forza-spostamento, è necessario che anche il modo di rottura riprodotto nelle simulazioni rispecchi quello delle prove sperimentali. In figura 5.4.7 sono mostrati i collassi delle crashbox sollecitate a compressione. In questo caso viene impiegato il modello numerico definitivo, comprensivo sia dei coefficienti di strain rate ricavati dalle prove sperimentali, sia dei parametri di danno. Dalla figura riportata è possibile notare il comportamento fragile sia del modello reale che di quello numerico, caratterizzato da una rottura localizzata nella zona centrale, atipica per un materiale duttile come l'ABS. Tale comportamento è indotto dal processo di fabbricazione layer-by-layer della stampa 3D, che introduce un'elevata anisotropia e riduce la resistenza interlaminare della

struttura. Nonostante tale fenomeno comportamentale non sia pienamente replicabile nel modello FEM a causa dell'elevata complessità, grazie ad una corretta calibrazione dei parametri di danno tramite prove sperimentali, è comunque possibile riprodurre il comportamento globale della crashbox con buona affidabilità.



Figura 5.4.7: Confronto modi di rottura nelle prove di compressione

L'ultimo confronto riguarda il comportamento a impatto tra le crashbox testate sperimentalmente e le crashbox simulate in LS-DYNA. L'utilizzo della telecamera ad alta definizione permette di analizzare nel dettaglio le diverse fasi del collasso, rendendo possibile un confronto diretto con le immagini ricavate dal modello numerico. In figura 5.4.8 è rappresentato il momento immediatamente successivo all'impatto, in cui si ha la formazione delle prime pieghe dovute alla sollecitazione impulsiva. In questa fase entrambe le crashbox mantengono un comportamento plastico, con la tendenza a deformarsi senza però rompersi. Questa caratteristica comportamentale andrà ad affievolirsi fino a sparire nelle successive fasi di collasso.

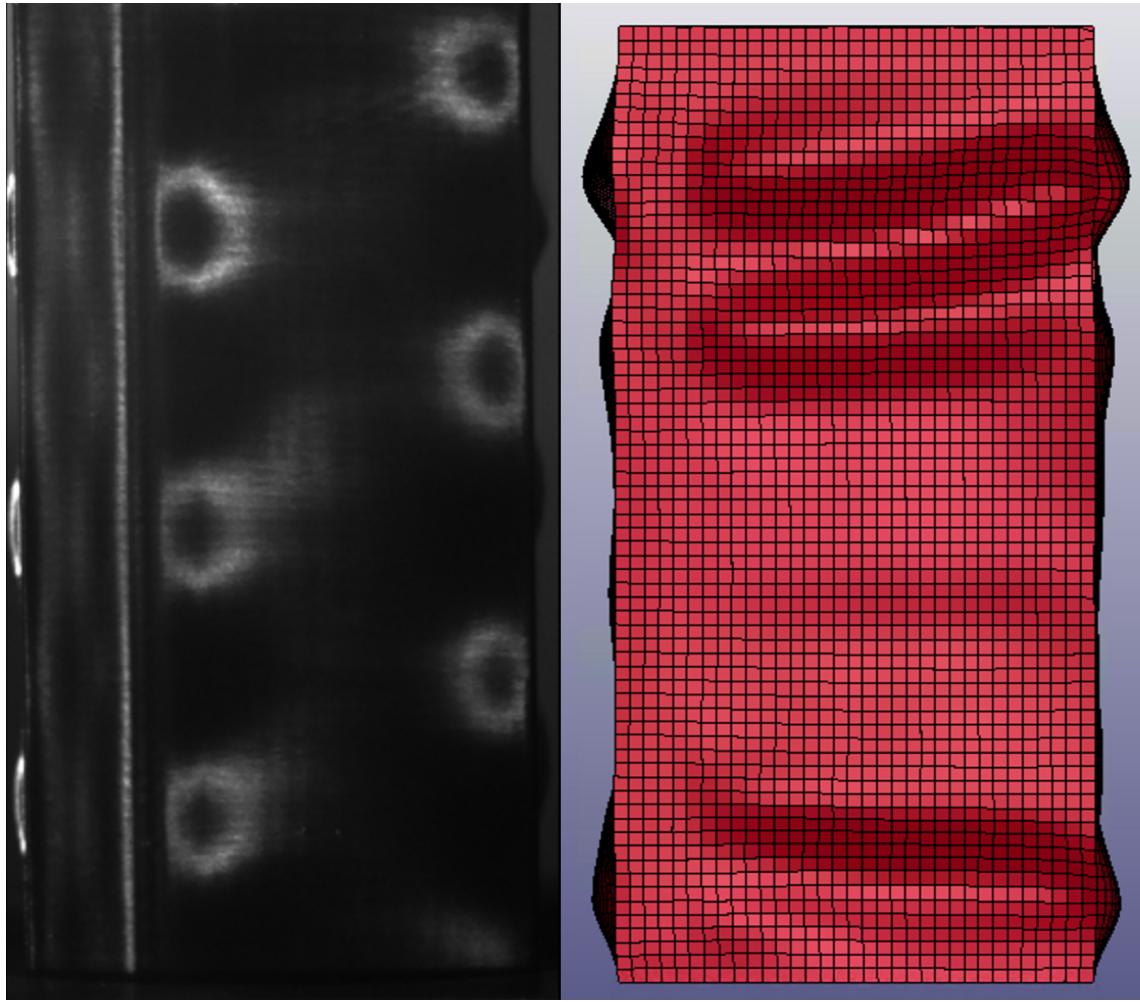


Figura 5.4.8: Formazione delle prime pieghe

Successivamente, come mostrato in figura 5.4.9, si manifesta la prima discrepanza tra modello reale e numerico: nel primo compaiono piccole rotture locali, non presenti nel secondo, dovute alla separazione tra i layer, evidenziate in verde e causate dall'anisotropia indotta dalla stampa 3D. Questa fragilità intrinseca della crashbox reale, che non si manifesta nei modelli numerici, non può essere riprodotta fedelmente nelle simulazioni. Tuttavia, attraverso un'opportuna calibrazione dei parametri di danno introdotti appositamente nel modello numerico, è possibile riprodurre un comportamento equivalente dal punto di vista globale, ottenendo il primo innesco in maniera realistica e attendibile. Questa prima frattura globale della crashbox è evidenziata in entrambi i modelli in blu e dimostra come, nonostante l'impossibilità di ricreare le piccole instabilità locali del modello reale da parte del modello numerico sviluppato, si può ottenere un risultato affidabile sia in termini di curve

forza-spostamento che in termini di modi di rottura. Si fa notare come questo insieme di fenomeni locali seguiti da una frattura globale si verifichi anche nelle prove di compressione, in modo molto meno marcato a causa delle bassissime velocità di deformazione che rendono minime le separazioni. Anche in quel caso, grazie al danno introdotto nel modello numerico, è stato possibile ricreare il comportamento globale della crashbox.

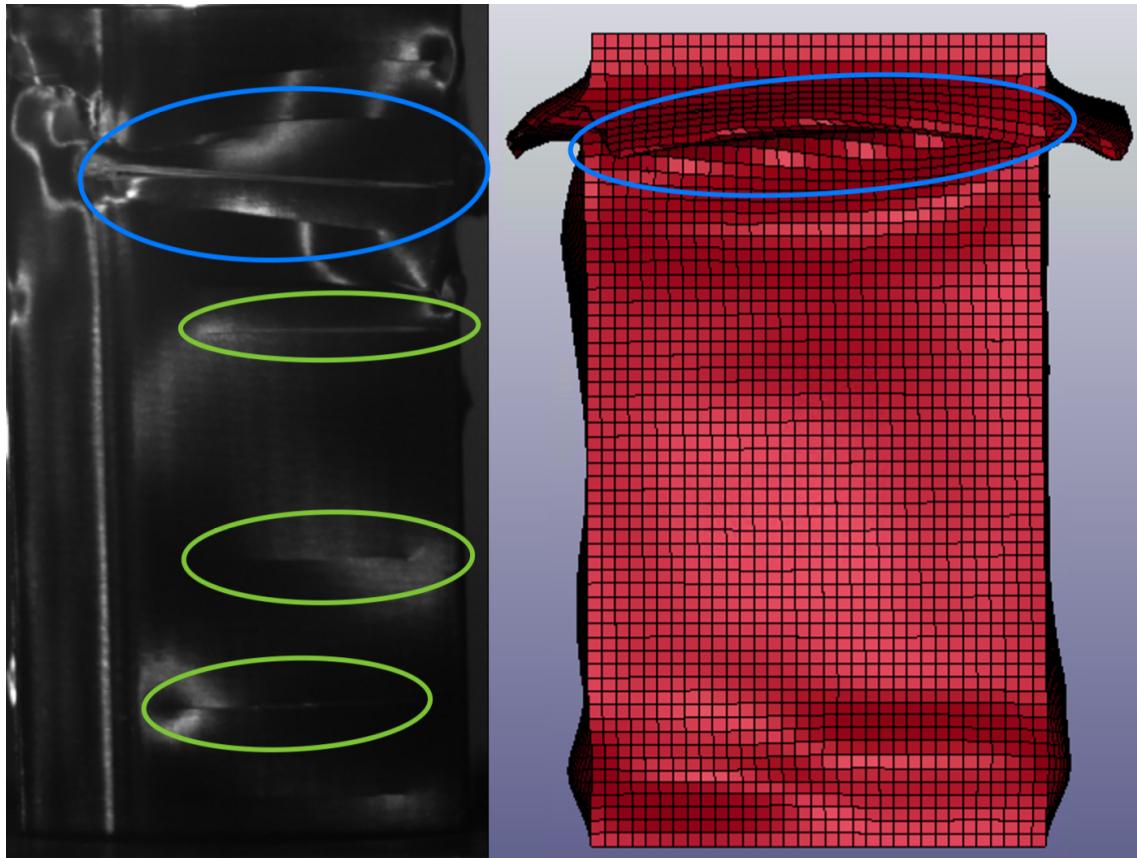


Figura 5.4.9: Innesco e frattura

Infine, l'ultima fase rilevante di rottura è rappresentata in figura 5.4.10. In questa immagine è possibile osservare la frattura fragile della crashbox che risulta molto simile tra il modello reale e quello numerico. Questa fase, sul grafico forza-spostamento presentato nel paragrafo 5.4.1, corrisponde alla fase subito dopo il picco in cui la forza rimane costante.

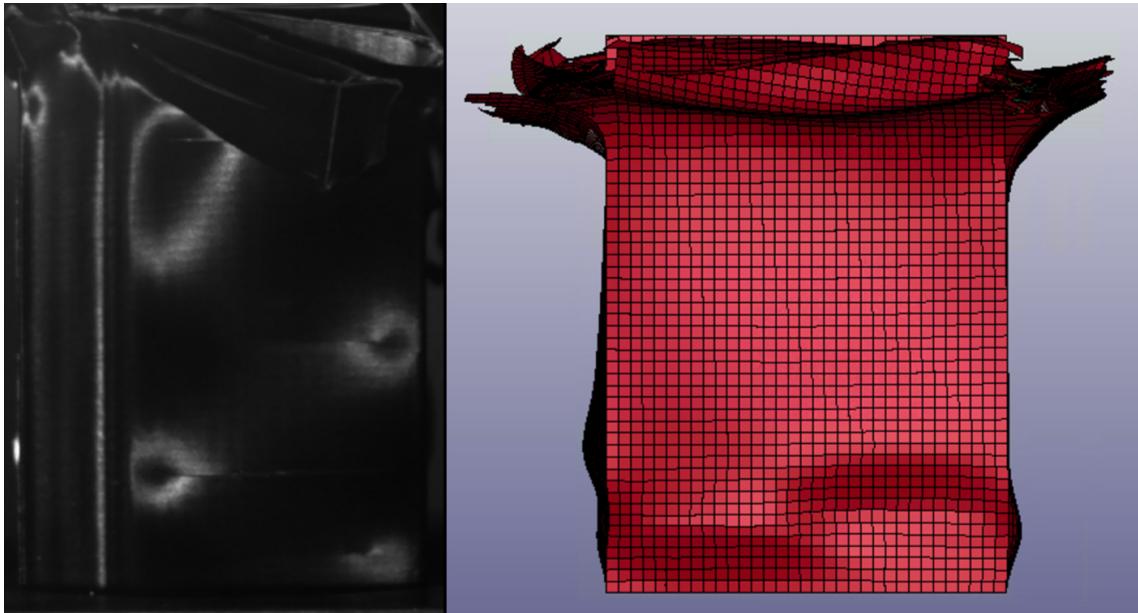


Figura 5.4.10: Frattura globale

Alla luce di quanto visto finora, è possibile affermare che il modello numerico è da considerarsi validato poiché permette di ottenere sia curve forza-spostamento sia modi di rottura molto simili a quelli ottenuti dalle prove fatte sui modelli reali. Grazie a queste considerazione è possibile affermare che i risultati energetici presentati nel paragrafo successivo possono considerarsi corretti e affidabili.

A questo punto però, è necessario fare alcune considerazioni generali sui modi di rottura delle crashbox, simili fra modelli numerici e sperimentali. Come si è visto sia dalle prove di compressione che da quelle di impatto, la rottura della crashbox è fragile e non duttile. Infatti, come si osserva nei paragrafi 5.4.1 e 5.4.3, le curve ottenute sono simili nell'andamento tra le due diverse prove. In entrambe si ha una fase iniziale caratterizzata da un picco con una successiva fase di discesa e assestamento della forza che è dovuta alla compenetrazione della crashbox in sé stessa. In questa fase, il comportamento globale risulta estremamente dipende da attriti e contatti e, per questo motivo, si hanno andamenti simili ma non identici delle curve tra crashbox soggette alla stessa prova. Questo comportamento è indice di un'eccessiva fragilità delle strutture realizzate e del materiale impiegato che non permettono, soprattutto nel caso di impatti, di ottenere il comportamento classico di formazione di pieghe e successiva densificazione con la tipica curva forza-spostamento corrispondente per esempio a quella rappresentata in figura 3.2.2.

Come anticipato nel paragrafo precedente, le prove di impatto sulle crashbox ispirate alle corna di alce hanno prodotto risultati differenti da quelli appena presentati. Questi modelli, avendo capacità di assorbimento energetico molto maggiori rispetto ai modelli bouligand e alle crashbox tradizionali, hanno bisogno di una quantità di energia di impatto molto maggiore rispetto ai 300 *J* forniti in laboratorio. Per questo motivo, la deformazione a cui si assiste è del tipo rappresentato in figura 5.4.11

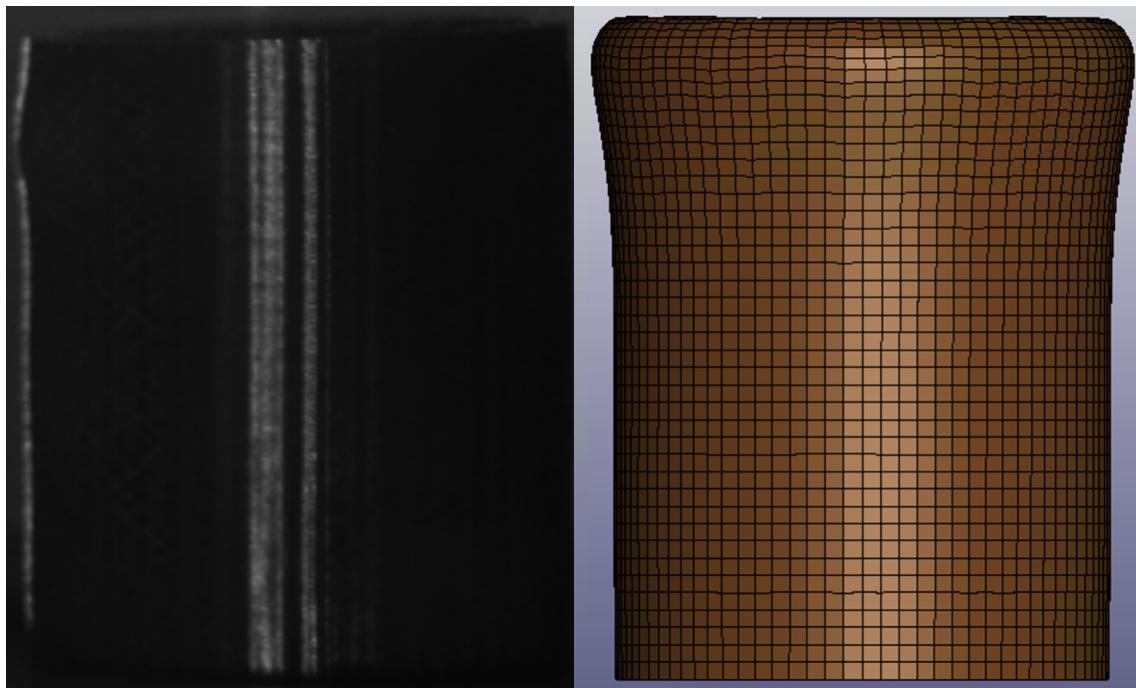


Figura 5.4.11: Deformazione a impatto di una crashbox ispirata alle corna di alce

Come è possibile osservare la deformazione globale della crashbox si limita esclusivamente alla zona superiore, senza minimamente intaccare la parte centrale e alla base della struttura. Anche in questo caso il modello numerico sviluppato permette di riprodurre il comportamento reale della crashbox, dando ancora una volta prova della sua affidabilità.

5.4.5 Influenza direzione di stampa

Come è stato più volte evidenziato nei paragrafi precedenti, le crashbox reali hanno mostrato un comportamento significativamente più fragile rispetto a quanto inizialmente previsto. Tale discrepanza è stata attribuita al metodo di produzione tramite stampa 3D: il provino sottoposto a trazione nel paragrafo 5.1.2 presentava, infatti, una direzione di deposizione del filamento concorde con la direzione di applicazione del carico durante la prova. Le crashbox, al contrario, sono state sollecitate da un carico con direzione perpendicolare a quella di deposizione del filamento, determinando così una maggiore fragilità, culminata nel fenomeno di delaminazione dei layer durante le prove sperimentali.

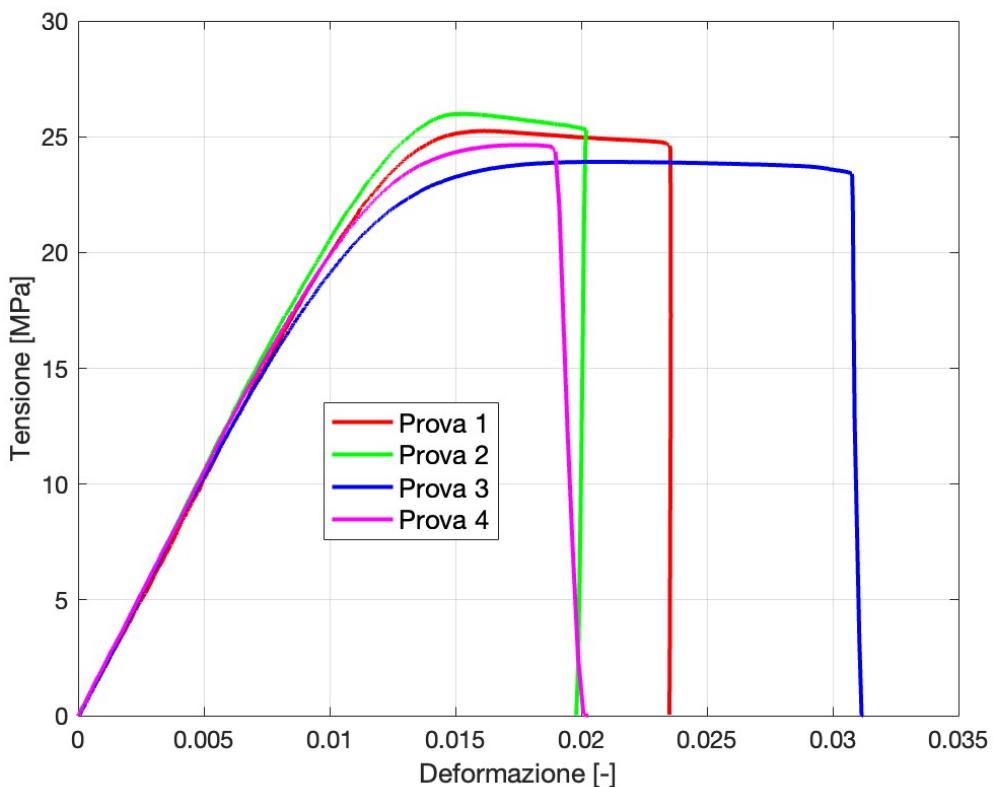


Figura 5.4.12: Curve sforzo-deformazione, diversa direzione di stampa del provino

Per verificare tale ipotesi, è stato deciso di stampare un secondo provino a osso di cane con una diversa direzione di deposizione del filamento, rendendola così perpendicolare alla direzione di applicazione del carico durante le nuove prove di trazione, svolte esattamente come già illustrato sempre nel paragrafo 5.1.2. Le nuove curve

tensione-deformazione acquisite sono riportate in figura 5.4.12. Effettuando un confronto con le curve riportate in figura 5.1.4, si osserva immediatamente una riduzione della tensione di snervamento che si attesta intorno ai 25 MPa per le nuove prove, rispetto ai 30 MPa inizialmente ottenuti. Anche la deformazione a rottura risulta notevolmente più bassa, passando da valori superiori a 0.04 a valori inferiori a 0.03. Tali differenze comportano complessivamente una riduzione della resistenza meccanica e una diminuzione della duttilità, quindi una minor capacità del materiale di deformarsi plasticamente prima della rottura, confermando un comportamento più fragile ma in linea con quanto visto nelle prove sperimentali effettuate sulle crash-box. Alla luce di ciò si può concludere con dovuta sicurezza che l'impiego di una tecnica come la stampa 3D per la realizzazione dei modelli introduce una marcata anisotropia delle proprietà meccaniche, quindi fortemente dipendenti dalla direzione di deposizione del filamento. Come già evidenziato, tale anisotropia risulta complessa da riprodurre numericamente nelle simulazioni, ma ciò non preclude la possibilità di ottenere risultati coerenti e rappresentativi, purché vengano tratte le opportune considerazioni per calibrare adeguatamente i parametri del modello numerico.

5.4.6 Confronto modelli bio-inspired con crashbox reale

Una volta determinati i parametri di danno e i coefficienti di Cowper-Symonds tramite l'analisi dei risultati ottenuti dalle prove sperimentali sui provini scalati, è possibile ripetere le simulazioni con i parametri definitivi. La validazione dei modelli numerici tramite prove quasi-statiche e dinamiche garantisce risultati corretti, affidabili e fisicamente coerenti, così da poter considerare definitivi i valori della SEA calcolati. I risultati e tutte le grandezze significative dei vari modelli sono presentati di seguito in tabella 5.4.1 e tabella 5.4.2. Confrontando i risultati appena ottenuti con quelli dei modelli in carbon-nylon e con quelli della crashbox reale (tabelle 4.1.2, 4.1.1 e 4.3.1), emerge chiaramente come le strutture in ABS mostrino un netto miglioramento in termini di assorbimento specifico di energia. I modelli ispirati alle corna di alce, in particolare, raggiungono valori della SEA significativamente superiori rispetto a quelli della crashbox tradizionale di riferimento, pur mantenendo una struttura in materiale polimerico leggero con eccessiva fragilità, come visto nei

precedenti paragrafi. L'unica eccezione è rappresentata dal modello tre nel quale sono state riscontrate più instabilità del previsto, con conseguente riduzione del valore della SEA rispetto al corrispettivo modello in carbon-nylon. Nonostante ciò, le prestazioni energetiche rimangono comunque elevate per una crashbox realizzata in ABS. Anche i modelli ispirati alla struttura bouligand mostrano un miglioramento della SEA, avvicinandosi ai valori della crashbox tradizionale analizzata. Si tratta di un risultato significativo considerando che, come discusso nella sezione 4.2, queste strutture possono essere ulteriormente ottimizzate intervenendo su alcuni parametri geometrici. Alla luce di queste valutazioni, si può affermare con dovuta sicurezza che, nel complesso, l'utilizzo dell'ABS affiancato ad un design bio-inspired, rappresenta una soluzione valida ed efficace per aumentare le capacità di assorbimento energetico delle crashbox.

Tabella 5.4.1: Risultati SEA per i modelli ispirati alle corna di alce in ABS

Lunghezza [mm]	Modello	Massa [g]	Diff. %	SEA ₁ [kJ/kg]	Dev. Std. [kJ/kg]	SEA ₂ [kJ/kg]
150	1	720	1.32	26.23	2.32	19.30
	2	719	0.59	25.49	2.99	19.17
210	3	1074	0.11	16.18	1.35	10.17

Tabella 5.4.2: Risultati SEA per i modelli ispirati alle chele del gambero mantide in ABS

Lunghezza [mm]	Modello	Massa [g]	Diff. %	SEA ₁ [kJ/kg]	Dev. Std. [kJ/kg]	SEA ₂ [kJ/kg]
210	1	797	0.14	11.20	0.64	7.62
	2	735	0.88	12.28	0.84	8.23
	3	835	0.16	15.92	1.68	10.29

In figura 5.4.13 sono rappresentati gli andamenti delle curve forza-spostamento per i modelli bio-inspired con la SEA maggiore e per la crashbox reale di riferimento.

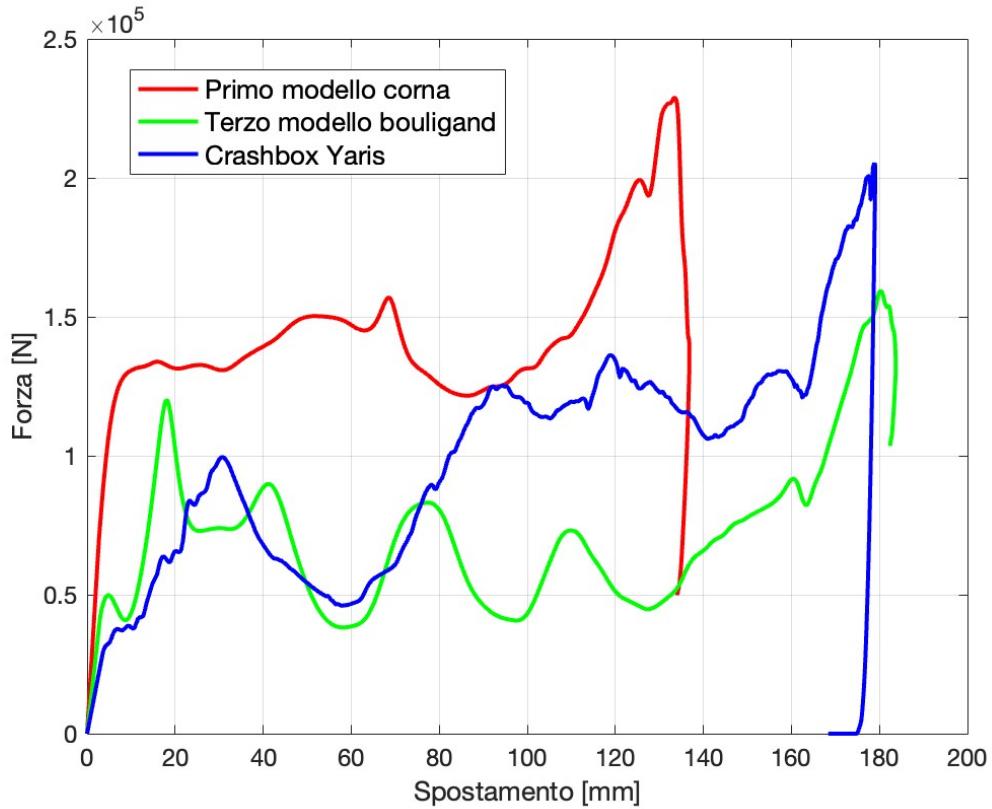


Figura 5.4.13: Curve forza-spostamento a confronto

Dal confronto diretto delle tre curve si possono trarre alcune conclusioni importanti. Il terzo modello bouligand, pur avendo una lunghezza inferiore di 20 mm rispetto alla crashbox reale (corrispondente ad una riduzione dell'8.7%) e una massa più bassa di ben 344 g (circa il 30% in meno), è in grado di assorbire l'intera energia d'urto con uno spostamento finale comparabile a quello della crashbox reale, mantenendo le forze in gioco notevolmente più basse. Tale comportamento è attribuibile alla struttura elicoidale che caratterizza il modello bouligand sviluppato, estremamente efficiente nella dissipazione dell'energia di impatto e nella riduzione delle forze agenti, come anticipato nel paragrafo 1.4.2. Il primo modello ispirato alle corna di alce, invece, presenta un comportamento opposto: essendo la struttura molto più rigida, come si è visto anche dalle prove di impatto in laboratorio, le forze in gioco risultano decisamente maggiori e raggiungono picchi superiori ai 200 kN, in linea con le

forza che si sviluppano nel modello di crashbox reale. La maggior rigidezza di questi modelli bio-inspired comporta sollecitazioni più elevate, affiancate però da uno spostamento finale inferiore di circa il 22% rispetto agli altri modelli (si passa da 180 mm a 140 mm). Alla luce di queste osservazioni, è possibile affermare che entrambe le tipologie di crashbox bio-inspired sviluppate, presentano miglioramenti rispetto al modello tradizionale, sebbene sotto aspetti differenti: il modello bouligand consente una riduzione significativa delle forze in gioco a parità di energia assorbita, mentre il modello ispirato alle corna di alce garantisce un incremento dell'assorbimento specifico di energia.

Infine, per quanto riguarda i modi di collasso delle strutture bio-inspired, si rimanda al paragrafo precedente, poiché entrambe le tipologie di modello mostrano un comportamento fragile come già ampiamente discusso.

Capitolo 6

Conclusioni

L’obiettivo principale di questo elaborato consisteva nel condurre uno studio di fattibilità sulla realizzazione e l’impiego di crashbox caratterizzate da un design bio-inspired. A tal scopo si è partiti dallo sviluppo dell’idea concettuale, successivamente concretizzata tramite la realizzazione dei modelli CAD in SolidWorks, discretizzata in HyperMesh e, infine, implementata in LS-DYNA per lo svolgimento delle simulazioni di impatto. L’analisi numerica, affiancata da un’apposita campagna sperimentale volta alla validazione dei modelli FEM sviluppati, ha consentito di valutare la fattibilità produttiva delle crashbox bio-inspired e la loro effettiva convenienza di impiego rispetto ai modelli tradizionalmente utilizzati.

Un risultato particolarmente significativo emerso dallo studio riguarda l’elevata capacità di assorbimento energetico mostrata dalle crashbox bio-inspired sviluppate, rispetto ai modelli tradizionali. Le analisi numeriche hanno evidenziato, in modo coerente lungo tutto l’elaborato, come tali configurazioni geometriche consentano di ottenere valori di SEA nettamente superiori a quelli delle crashbox tradizionali, fino a raggiungere e superare le loro prestazioni tipiche, nonostante la differenza nel materiale impiegato per la realizzazione. Di conseguenza, è stato dimostrato come la sostituzione di un materiale metallico con uno polimerico leggero, non comprometta le capacità di assorbimento delle crashbox grazie all’impiego di un design ottimizzato ed efficiente, ispirato a strutture naturali. Parallelamente, lo studio parametrico condotto su alcune crashbox ha dimostrato come sia possibile effettuare un’ottimizzazione dei parametri geometrici che vada ulteriormente a incrementare l’efficienza energetica, suggerendo la possibilità di sviluppare in futuro configura-

ni ancora più performanti. Questi spunti confermano non solo la validità dei design bio-inspired ma anche la presenza di un ampio margine di miglioramento associato a una progettazione e ottimizzazione mirata.

L'esecuzione delle prove sperimentali di compressione e di impatto ha permesso di calibrare i parametri ancora incogniti dei modelli numerici in condizioni quasi-statiche e dinamiche, ottenendo così una buona correlazione complessiva tra simulazioni e risultati di laboratorio, sia in termini di curve forza-spostamento che in termini di modi di rottura. Tuttavia, i test in laboratorio hanno evidenziato un comportamento significativamente più fragile rispetto a quello previsto dalle simulazioni preliminari. Tale fenomeno è stato attribuito al metodo di realizzazione adottato: la stampa 3D introduce, infatti, una marcata anisotropia del materiale che penalizza fortemente la duttilità e favorisce l'innesto di rotture fragili con penetrazione delle parti. È importante sottolineare che questa fragilità non è intrinseca del design bio-inspired o del materiale polimerico in sé ma bensì del processo produttivo scelto per la realizzazione dei modelli. Le crashbox, come specificato all'inizio di questo elaborato, sono state progettate con l'intento di renderle estrudibili. Se quindi fossero state realizzate tramite questo metodo, come nel caso di un'eventuale produzione industriale, esse presenterebbero una risposta molto più duttile, caratterizzata da un'evidente fase di deformazione plastica stabile con conseguenti forze di schiacciamento molto basse e regolari. Ne deriverebbe quindi una capacità di assorbimento energetico ancora migliore rispetto a quella già ottenuta nei prototipi stampati in 3D. Nonostante il comportamento fragile osservato nei test di laboratorio, le crashbox bio-inspired sviluppate hanno mostrato valori di SEA pari o superiori a quelli della crashbox tradizionale presa come riferimento. Questo risultato conferma la validità dello studio effettuato e dimostra che l'impiego di un materiale polimerico leggero come l'ABS, combinato con un design bio-inspired, rappresenta una soluzione promettente ed effettivamente utilizzabile in condizioni operative reali. Alla luce di quanto dimostrato, si può quindi concludere che lo studio di fattibilità risulti pienamente positivo in quanto le criticità riscontrate nei modelli reali durante le prove di laboratorio, derivano esclusivamente dal metodo di realizzazione e non dal design progettato o dal materiale impiegato. Lo studio effettuato rimane quindi valido e dimostra, in maniera definitiva, come l'impiego di un design bio-inspired per

la realizzazione di crashbox migliori le proprietà di assorbimento energetico rispetto alle crashbox tradizionali, nonostante l'impiego di un materiale polimerico leggero.

In seguito alle prove sperimentali sono emerse alcune limitazioni del modello numerico sviluppato per descrivere il comportamento delle crashbox. La prima riguarda l'impossibilità di replicare l'anisotropia introdotta dal processo di stampa 3D. Di conseguenza, per replicare la fragilità osservata durante le prove sperimentali nei modelli reali è stato necessario ricorrere a complessi modelli di danno, di difficile calibrazione. In seguito, la valutazione della strain rate sensitivity è stata eseguita su un numero limitato di velocità di impatto, condizione che ha reso meno accurata la determinazione dei parametri della legge di Cowper–Symonds. Dal punto di vista geometrico, l'aver imposto come vincolo di design una sezione costante lunga l'altezza della crashbox, così da garantire l'estrudibilità, ha inevitabilmente limitato il livello di complessità delle forme geometriche sviluppate. Le strutture naturalmente ottimizzate, invece, presentano configurazioni molto più articolate e complesse, difficilmente riproducibili mantenendo tale vincolo di produzione. Alla luce di queste considerazioni, il lavoro potrebbe essere esteso in diverse direzioni. Un primo sviluppo consisterebbe nell'eliminare il vincolo di estrudibilità, così da analizzare il comportamento di crashbox dotate di geometrie ben più complesse e potenzialmente più efficienti dal punto di vista energetico. Un secondo ambito di approfondimento potrebbe riguardare l'influenza della direzione di stampa sul comportamento meccanico e energetico delle strutture: uno studio sistematico su più orientazioni permetterebbe di studiare più approfonditamente l'influenza dell'anisotropia sui modi di rottura e sulle capacità di assorbimento energetico, individuando le configurazioni e i parametri di stampa ottimali. Infine, i modelli numerici potrebbero essere resi più accurati mediante l'impiego di leggi costitutive avanzate, più sofisticate di quelle utilizzate in questo elaborato e quindi più adeguate a descrivere la natura anisotropa dei materiali polimerici stampati in 3D, migliorando significativamente la previsione dei modi di collasso.

Appendice A

Analisi complementari

A.1 Intervalli plateau

Modelli ispirati alle corna di alce

Tabella A.1.1: Intervalli plateau per ciascun modello ispirato alle corna di alce

Lunghezza [mm]	Modello	Inizio plateau [mm]	Fine plateau [mm]
210	1	14	110
	2	13	100
	3	14	80
150	1	15	90
	2	12	80
	3	15	80
100	1	10	30
	2	10	37
	3	10	40

Modelli ispirati alle chele del gambero mantide

Tabella A.1.2: Intervalli plateau per ciascun modello ispirato alle chele del gambero mantide

Lunghezza [mm]	Modello	Inizio plateau [mm]	Fine plateau [mm]
210	1	10	120
	2	10	120
	3	6	120
150	1	10	60
	2	10	80
	3	6	80
100	1	6	50
	2	6	55
	3	6	56

A.2 Energia assorbita e cinetica per i modelli di crashbox in carbon-nylon

Modelli ispirati alle corna di alce

Tabella A.2.1: Energia assorbita e differenza percentuale per i modelli ispirati alle corna di alce

Lunghezza [mm]	Modello	Energia Assorbita [J]	Diff. %
210	1	12144	0.07
	2	12138	0.12
	3	12140	0.11
150	1	12136	0.14
	2	12065	0.72
	3	12128	0.21
100	1	12116	0.32
	2	12126	0.24
	3	12149	0.05

Modelli ispirati alle chele del gambero mantide

Tabella A.2.2: Energia assorbita e differenza percentuale per i modelli ispirati alle chele del gambero mantide

Lunghezza [mm]	Modello	Energia Assorbita [J]	Diff. %
210	1	12234	0.67
	2	12093	0.49
	3	12124	0.23
150	1	12018	1.11
	2	12135	0.15
	3	12140	0.23
100	1	12124	0.24
	2	12030	1.01
	3	12113	0.33

A.3 Stima approssimativa dei parametri di Cowper-Symonds per ABS stampato 3D

Per stimare i parametri di strain rate si analizza il lavoro *On the Strain Rate Sensitivity of FFF Processed PLA, ABS, PETG, PA6, and PP Thermoplastic Polymers* [22] da cui si ricavano i dati sperimentali per l'ABS processato tramite FDM, in particolare l'incremento del 13.7% della tensione di snervamento passando da una velocità di deformazione di 10 mm/min a 25 mm/min . Invece, dal lavoro *Estimating the Strain-Rate-Dependent Parameters of the Cowper-Symonds and Johnson-Cook Material Models Using Taguchi Arrays* [23] si deduce il procedimento metodologico per la stima dei parametri di strain rate della legge di Cowper-Symonds che per comodità si riporta di seguito:

$$\sigma_s(\dot{\varepsilon}) = \sigma_{s,0} \left[1 + \left(\frac{\dot{\varepsilon}}{C} \right)^{1/P} \right] \quad (\text{A.1})$$

Si parte definendo il *Dynamic Increase Factor* (DIF):

$$\text{DIF}(\dot{\varepsilon}) = \frac{\sigma_s(\dot{\varepsilon})}{\sigma_{s,0}} = 1 + \left(\frac{\dot{\varepsilon}}{C} \right)^{1/P} \quad (\text{A.2})$$

In pratica questa formula esprime il fattore di scala che permette di ottenere la tensione di snervamento ad una determinata velocità di deformazione partendo dal valore in condizioni quasi statiche. Per stimare C e P sono stati scelti due punti noti $(\dot{\varepsilon}_i, \text{DIF}_i)$ in maniera approssimativa ma comunque coerente con quanto visto nel primo lavoro citato:

$$\dot{\varepsilon}_1 = 1 \text{ s}^{-1}, \text{ DIF}_1 = 1.10 \quad \dot{\varepsilon}_2 = 100 \text{ s}^{-1}, \text{ DIF}_2 = 1.35$$

Dalle equazioni A.1 e A.2 si ricava quanto segue:

$$\text{DIF}_i - 1 = \left(\frac{\dot{\varepsilon}_i}{C} \right)^{1/P}$$

si elimina C dividendo ambo i membri per la stessa quantità e formando il rapporto:

$$\frac{\text{DIF}_2 - 1}{\text{DIF}_1 - 1} = \left(\frac{\dot{\varepsilon}_2}{\dot{\varepsilon}_1} \right)^{1/P}$$

applicando il logaritmo naturale si ottiene:

$$\ln \left(\frac{\text{DIF}_2 - 1}{\text{DIF}_1 - 1} \right) = \frac{1}{P} \ln \left(\frac{\dot{\varepsilon}_2}{\dot{\varepsilon}_1} \right)$$

da cui si ottengono le formule in forma chiusa:

$$P = \frac{\ln(\dot{\varepsilon}_2/\dot{\varepsilon}_1)}{\ln[(\text{DIF}_2 - 1)/(\text{DIF}_1 - 1)]} \quad C = \frac{\dot{\varepsilon}_1}{(\text{DIF}_1 - 1)^P} \quad (\text{A.3})$$

infine, sostituendo i valori scelti:

$$P = \frac{\ln(100/1)}{\ln(0.35/0.10)} = 3.676 \quad C = \frac{1}{(0.10)^{3.676}} = 4.74 \times 10^3 \text{ s}^{-1}$$

Data la natura molto approssimativa del calcolo effettuato si decide di arrotondare i valori all'intero più vicino e si ottengono quindi:

$$P = 4 \quad C = 5 \times 10^3 \text{ s}^{-1}$$

Con questi parametri, per un urto con velocità $v = 15 \text{ km/h}$ su crashbox di lunghezza $L_0 = 150\text{--}210 \text{ mm}$ ($\dot{\varepsilon} = v/L_0 \approx 20\text{--}30 \text{ s}^{-1}$) si ottiene un incremento della tensione di snervamento del 20\text{--}25\% rispetto al caso quasi-statico, valori coerenti con quanto visto negli studi citati.

Appendice B

Codici MATLAB

B.1 Calcolo della SEA

```
clear; clc; close all;

filename = 'forza-spostamento.csv';
volume_mm3 = input('inserisci il valore del volume in mm
cubi: ');
lunghezza_mm = input('inserisci il valore della lunghezza
in mm: ');
densita_ton_su_mm3 = 9e-10; %[ton/mm^3]
data = readmatrix(filename);
spostamento_mm = data(:,1);
forza_N = -data(:,2); % inversione di segno

% UNITA DI MISURA
spostamento = spostamento_mm / 1000; % [m]
volume = volume_mm3;
densita = densita_ton_su_mm3;
mass_ton = densita * volume;
massa_kg = mass_ton * 1000;
densita_lin_kg_su_mm = massa_kg/lunghezza_mm;

figure;
```

```

plot(spostamento_mm, forza_N/1000, 'LineWidth', 2);
xlabel('Spostamento [mm]');
ylabel('Forza [kN]');
title('Curva Forza-Spostamento');
grid on;
disp('premi invio per il calcolo dell''energia assorbita'
);
pause
close all

% TAGLIO DELLA RISALITA DELLA CRASHBOX
[max_spostamento, indice_max] = max(spostamento_mm);
indice_taglio = indice_max;
while indice_taglio < length(spostamento_mm)
    if spostamento_mm(indice_taglio+1) < spostamento_mm(
        indice_taglio)
        break;
    end
    indice_taglio = indice_taglio + 1;
end
spostamento_mm = spostamento_mm(1:indice_taglio);
spostamento = spostamento(1:indice_taglio);
forza_N = forza_N(1:indice_taglio);

figure;
plot(spostamento_mm, forza_N/1000, 'LineWidth', 2);
xlabel('Spostamento [mm]');
ylabel('Forza [kN]');
title('Curva Forza-Spostamento');
grid on;

% Calcolo energia totale

```

```

energia_assorbita = trapz(spostamento, forza_N);
fprintf('Energia assorbita totale: %.2f J\n',
       energia_assorbita);
fprintf('massa: %.2f kg\n', massa_kg);

% CALCOLO SEA CON MEDIA E DEVIAZIONE STANDARD
fprintf('\nInserisci il valore di fine tratto elastico (
        inizio_plateau) [mm]:\n');
inizio_plateau = input('>> ');

% Calcolo SEA punto per punto da inizio_plateau fino alla
% fine della curva
indici_validi = find(spostamento_mm >= inizio_plateau);
spostamenti_validi = spostamento_mm(indici_validi);
sea_punti = zeros(size(spostamenti_validi));

for j = 1:length(spostamenti_validi)
    x_j = spostamenti_validi(j);
    idx = find(spostamento_mm <= x_j);
    s_trim = spostamento_mm(idx); % [mm]
    f_trim = forza_N(idx); % [N]

    energia = trapz(s_trim, f_trim) / 1000; % [J]
    massa_parziale = densita_lin_kg_su_mm * x_j; % [kg]
    sea_punti(j) = energia / massa_parziale; % [J/kg]
end

% Plot SEA vs spostamento
figure;
plot(spostamenti_validi, sea_punti / 1000, 'b-o', '
      LineWidth', 2);
xlabel('Spostamento [mm]');

```

```

ylabel('SEA [kJ/kg]');
title('SEA in funzione dello spostamento');
grid on;

fprintf('\nInserisci il valore di inizio densificazione (
    fine plateau) [mm]:\n');
fine_plateau = input('>> ');

idx_plateau = spostamenti_validi <= fine_plateau;
sea_plateau = sea_punti(idx_plateau);

media_sea = mean(sea_plateau);
devstd_sea = std(sea_plateau);

fprintf('RISULTATI SEA');
fprintf('Punti nel plateau considerati: %d\n', sum(
    idx_plateau));
fprintf('Media SEA      = %.2f kJ/kg\n', media_sea /
1000);
fprintf('Dev. standard   = %.2f kJ/kg\n', devstd_sea /
1000);

% CALCOLO SEA DATO LO SPOSTAMENTO
soglia_spostamento_mm = input('Inserisci la soglia di
    spostamento [mm]: ');
indice_limite = find(spostamento_mm >=
soglia_spostamento_mm, 1, 'first');
if isempty(indice_limite)
    warning('Soglia troppo alta: uso tutta la curva
        disponibile.');
    indice_limite = length(spostamento_mm);
end

```

```

close all

spostamento_cut = spostamento(1:indice_limite);
spostamento_mm_cut = spostamento_mm(1:indice_limite);
forza_cut = forza_N(1:indice_limite);
energia_cut = trapz(spostamento_cut, forza_cut);
SEA_cut = energia_cut / massa_kg / 1000;

fprintf('Energia assorbita: %.2f J\n', energia_cut);
fprintf('SEA: %.2f kJ/kg\n', SEA_cut);

figure;
plot(spostamento_mm, forza_N/1000, 'b-', 'LineWidth', 2);
hold on;
plot(spostamento_mm_cut, forza_cut/1000, 'g-', 'LineWidth',
', 2);
plot(spostamento_mm(indice_limite), forza_N(indice_limite
)/1000, 'ro', ...
'MarkerSize', 8, 'MarkerFaceColor', 'r');
xlabel('Spostamento [mm]');
ylabel('Forza [kN]');
title('Curva Forza-Spostamento con Taglio');
legend('Curva intera', 'Curva tagliata', 'Punto di taglio
');
grid on;

```

B.2 Analisi tramite tecnica DIC

```
clc;close all;clear

% Dimensioni provino
Specimens = table;
Specimens.width = 10;
Specimens.thickness = 4;
Specimens.area = Specimens.thickness.*Specimens.width;

% Caricamento risultati
% Selezione del provino da menu
scelta = menu('Seleziona il provino da analizzare:', [
    'Provino 1', 'Provino 2', 'Provino 3']);

if scelta == 0
    error('Nessun provino selezionato. Interruzione.');
end

switch scelta
    case 1
        SpecimenFolder = 'DIC_abs/abs1';
        SpecimenName = 'test1';
    case 2
        SpecimenFolder = 'DIC_abs/abs2';
        SpecimenName = 'test2';
    case 3
        SpecimenFolder = 'DIC_abs/abs3';
        SpecimenName = 'test3';
end

forceData = readtable([SpecimenFolder+filesep+
    SpecimenName+'.csv'], ...
```

```

        'ReadVariableNames', false, ...
        'Delimiter', ',', ...
        'DecimalSeparator', '.');

forceData.Properties.VariableNames([1, 15, 16]) = {'Count
', 'Load', 'Displacement'};

theFiles = struct2table(dir(SpecimenFolder));
matFiles = theFiles.name(contains(theFiles.name, '.mat'))
;

% Estrazione dei dati dai risultati DIC
% si effettua un ciclo per ogni file .mat
t = zeros([1 length(matFiles)]);
sigmayy = zeros([1 length(matFiles)]);
eyy_avg = zeros([1 length(matFiles)]);
exx_avg = zeros([1 length(matFiles)]);
eyy_teo = zeros([1 length(matFiles)]);
for i = 1:length(matFiles)
    baseFileName = char(matFiles(i)); % il nome del file
    diventa una stringa
    % si estraee il valore temporale
    t(i) = str2double(baseFileName(7:10)); % si estraee il
    numero del file dal
    % nome tramite i valori che occupano dalla settima
    alla decima posizione
    fullFileName = fullfile(SpecimenFolder,baseFileName);
    load(fullFileName)

    % Conversione da pixel a mm
    x = x - min(x,[],'all');
    y = y - min(y,[],'all');

```

```

if i==1 % solo per il primo file .mat
    % si costruisce il carico e lo spostamento
    % relativi nel tempo
P = forceData.Load(forceData.Count>=t(1))-%
    forceData.Load(forceData.Count==t(1)); %
    % carico
d = forceData.Displacement(forceData.Count>=t(1))-
    -forceData.Displacement(forceData.Count==t(1))-
    ; % spostamento

% Al primo giro del ciclo, leggo il primo file,
% vedo quanto e grande per esempio exx e creo
% degli array 3D grandi quanto exx per il numero
% di file
exx_tot = zeros([size(exx) length(matFiles)]);
eyy_tot = zeros([size(eyy) length(matFiles)]);
exy_tot = zeros([size(exy) length(matFiles)]);
sigmay_tot = zeros([size(exy) length(matFiles)]);
U_tot = exx_tot;
V_tot = exx_tot;
% al primo frame spostamento e forza sono nulli
end

% Salva i campi appena caricati al tempo i dentro le
% matrici 3D
exx_tot(:, :, i) = exx; % deformazione xx nel tempo
eyy_tot(:, :, i) = eyy; % deformazione yy nel tempo
exy_tot(:, :, i) = exy; % deformazione xy nel tempo
U_tot(:, :, i) = u; % spostamento x nel tempo
V_tot(:, :, i) = v; % spostamento y nel tempo

```

```

sigmayy(i) = P(forceData.Count==t(i))/Specimens.area
    *1e3; % tensione media yy in MPa
eyy_avg(i) = mean(nonzeros(eyy), 'all'); %
    deformazione assiale media
exx_avg(i) = mean(nonzeros(exx), 'all'); %
    deformazione trasversale media
eyy_teo(i) = d(forceData.Count==t(i))/145.12; %
    deformazione teorica da spostamento deltaL/L0
% 145.12 = lunghezza estensimetro virtuale

end

% Visualizza curva sigma-epsilon con numerazione punti
figure;
plot(eyy_avg, sigmayy, 'k-', 'DisplayName', 'Curva
globale');
xlabel('\epsilon_{yy}'); ylabel('\sigma_{yy} [MPa]');
title('Curva tensione-deformazione');
grid on; hold on;

disp('premi invio per il calcolo del modulo di Young e
del coefficiente di Poisson')
pause
close all

% Tracciamento figura con gli indici
figure;
plot(eyy_avg, sigmayy, 'k-', 'DisplayName', 'Curva
globale');
xlabel('\epsilon_{yy}'); ylabel('\sigma_{yy} [MPa]');
title('Seleziona il punto massimo della fase elastica');
grid on; hold on;

```

```

for i = 1:length(eyy_avg)
    text(eyy_avg(i), sigmayy(i), num2str(i), 'FontSize',
        8, 'Color', [0.4 0.4 0.4]);
end

idx_start = input('Inserisci il frame iniziale del tratto
elastico: ');
idx_end    = input('Inserisci il frame finale del tratto
elastico: ');

% Verifica che siano validi
if idx_start < 1 || idx_end > length(eyy_avg) ||
idx_start >= idx_end
    error('Intervallo non valido. Verifica gli indici
inseriti.');
end

% intervallo selezionato
fit_idx = idx_start:idx_end;

% Fit modulo di Young con incertezza
[x, y] = deal(eyy_avg(fit_idx), sigmayy(fit_idx));
[p_E, S_E] = polyfit(x, y, 1);
[~, delta_E] = polyval(p_E, x, S_E); % incertezza sui
punti del fit

% Calcolo errore standard sul coefficiente angolare (
modulo E)
X = [x(:), ones(length(x),1)]; % matrice regressione
MSE = sum((y - polyval(p_E, x)).^2) / (length(x) - 2);
cov_matrix = inv(X'*X) * MSE;

```

```

std_E = sqrt(cov_matrix(1,1)); % deviazione standard sul
                               coefficiente angolare

% Fit coefficiente di Poisson con incertezza
[y2, x2] = deal(-exx_avg(fit_idx), eyy_avg(fit_idx));
[p_v, S_v] = polyfit(x2, y2, 1);
[~, delta_v] = polyval(p_v, x2, S_v);

Xv = [x2(:), ones(length(x2),1)];
MSE_v = sum((y2 - polyval(p_v, x2)).^2) / (length(x2) -
2);
cov_matrix_v = inv(Xv'*Xv) * MSE_v;
std_v = sqrt(cov_matrix_v(1,1));

fprintf('\n Intervallo elastico: %d %d\n', fit_idx(1),
       fit_idx(end));
fprintf(' Modulo di Young E = %.2f %.2f MPa\n', p_E(1)
       , std_E);
fprintf(' Coeff. Poisson = %.4f %.4f\n\n', p_v(1),
       std_v);

```

B.3 Tracciamento degli andamenti delle prove di trazione

```
clear;close all;clc

% Caricamento risultati curva sforzo-deformazione di
% ciascun provino

fileNames = {'provino1_sigma_eps.xlsx', ...
             'provino2_sigma_eps.xlsx', ...
             'provino3_sigma_eps.xlsx'};

colors = {'r', 'g', 'b'};
labels = {'Provino 1', 'Provino 2', 'Provino 3'};

data1 = readtable(fileNames{1}, 'VariableNamingRule', ...
    'preserve');
data2 = readtable(fileNames{2}, 'VariableNamingRule', ...
    'preserve');
data3 = readtable(fileNames{3}, 'VariableNamingRule', ...
    'preserve');

min_len = min([height(data1), height(data2), height(data3
)]); % i dati devono avere stessa lunghezza

% Ritaglio al minimo comune

eps1 = data1.Deformazione(1:min_len);
eps2 = data2.Deformazione(1:min_len);
eps3 = data3.Deformazione(1:min_len);

sigma1 = data1.( 'Stress [MPa]' )(1:min_len);
sigma2 = data2.( 'Stress [MPa]' )(1:min_len);
sigma3 = data3.( 'Stress [MPa]' )(1:min_len);
```

```

% Calcolo della media punto per punto
eps_mean = mean([eps1, eps2, eps3], 2);
sigma_mean = mean([sigma1, sigma2, sigma3], 2);

figure;
hold on;
for i = 1:3
    data = readtable(fileNames{i}, 'VariableNamingRule', 'preserve');
    strain = data.'Deformazione';
    stress = data.'Stress [MPa]';

    plot(strain, stress, 'Color', colors{i}, 'DisplayName'
        , labels{i}, 'LineWidth', 1.5);
end

grid on;
xlabel('\epsilon');
ylabel('\sigma [MPa]');
legend('Location', 'best');
title('Confronto tra i tre provini');
hold on

% Plot curva media
plot(eps_mean, sigma_mean, 'k-', 'LineWidth', 2, 'DisplayName', 'Curva media');
grid on;
legend('provino 1', 'provino 2', 'provino 3', 'curva media')

disp('premi invio per il calcolo delle tensioni e delle
deformazioni effettive')
pause

```

```

close all;clc

eps_eff=log(1+eps_mean);
sigma_eff=sigma_mean.*(1+eps_mean);

figure
xlabel('\epsilon');
ylabel(' \sigma [MPa]');
legend('Location','best');
title('Confronto tra i tre provini');
plot(eps_eff, sigma_eff, 'r-', 'LineWidth', 2);
hold on
plot(eps_mean, sigma_mean, 'k-', 'LineWidth', 2);
xlim([0 0.045]);
ylim([0 30]);
grid on
legend('curva media effettiva','curva media
ingegneristica')

```

B.4 Tracciamento degli andamenti delle prove di compressione

```
clear; close all; clc

%selezione prova
scelta = menu('Seleziona la crashbox (scalata) da analizzare:', ...
    'Bouligand_1_210', ...
    'Bouligand_2_210', ...
    'Bouligand_3_210');

if scelta == 0
    error('Nessuna crashbox selezionata. Interruzione.');
end

% Percorso e nome file per ciascuna crashbox di laboratorio
switch scelta
    case 1
        SpecimenFolder = 'ABS_compressioni_crashbox/
            ABS_compression.is_comp_RawData';
        SpecimenName = 'Specimen_RawData__B1';
    case 2
        SpecimenFolder = 'ABS_compressioni_crashbox/
            ABS_compression.is_comp_RawData';
        SpecimenName = 'Specimen_RawData__B2';
    case 3
        SpecimenFolder = 'ABS_compressioni_crashbox/
            ABS_compression.is_comp_RawData';
        SpecimenName = 'Specimen_RawData__B3';
end
```

```

filePath = fullfile(SpecimenFolder, SpecimenName + '.csv'
);

forceData = readtable(filePath, ...
    'Delimiter', ';', ...
    'DecimalSeparator', ',', ...
    'ReadVariableNames', false);
forceData.Properties.VariableNames([1, 2, 3]) = {'Tempo',
'Corsa', 'Carico'};

tempo = forceData.Tempo; tempo(1:3)=[];
corsa = forceData.Corsa; corsa(1:3)=[];
carico = forceData.Carico; carico(1:3)=[];

%file in uscita dalla simulazione
filename = 'forza-spostamento_compressione.csv';
data = readmatrix(filename);
spostamento = data(:,1);
forza = -data(:,2);

figure;
subplot(1,2,1);
plot(corsa, carico, 'b-', 'LineWidth', 1.5);
xlabel('Corsa [mm]');
ylabel('Carico [N]');
title('Curva Forza-Spostamento laboratorio');
xlim([0 70]);
grid on;
hold on

subplot(1,2,2);

```

```
plot(spostamento, forza, 'k-', 'LineWidth', 1.5);
xlabel('Corsa [mm]');
ylabel('Carico [N]');
title('Curva Forza-Spostamento simulazioni');
grid on;
```

B.5 Analisi dei dati delle prove di impatto

```
t = table2array(data(:, 'Tempo'));
F = table2array(data(:, 'Forza'));
spostamento = table2array(data(:, 'Spostamento calcolato'));
velocita = table2array(data(:, 'Velocit calcolata'));

u = 0;
val = -1;
while val < 0
    u = u+1;
    val = t(u);
end
t = t(u:end);
F = F(u:end);
velocita = velocita(u:end);
spostamento = spostamento(u:end);
s_0 = spostamento(1);
v_start = velocita(1);

a = g-(F/m_impattatore);
v = cumtrapz(t/1e3,a);
v = v_start+v;
s = s_0+cumtrapz(t,v);
e = cumtrapz(s/1e3,F);

filename = 'forza-spostamento.csv';
data_sim = readmatrix(filename);
spostamento_mm = data_sim(:,1);
spostamento_m = spostamento_mm / 1000;
forza_N = -data_sim(:,2);
```

```

figure;
plot(t, F, 'm', 'LineWidth', 2); grid on;
title('Forza - Tempo', 'FontWeight','bold');
xlabel('Tempo [ms]');
ylabel('Forza [N]');

figure;
plot(s, F, 'r', 'LineWidth', 2); grid on;
title('Forza - Spostamento', 'FontWeight','bold');
xlabel('Spostamento [mm]');
ylabel('Forza [N]');
hold on
plot(spostamento_mm, forza_N, 'b','LineWidth', 2);

figure;
plot(t, s, 'b', 'LineWidth', 2); grid on;
title('Spostamento - Tempo', 'FontWeight','bold');
xlabel('Tempo [ms]');
ylabel('Spostamento [mm]');

```

Bibliografia

- [1] Abhik Ghosh e Seeram Ramakrishna. “Innovation Inspired by Nature: Applications of Biomimicry”. In: *Elsevier Reference Module in Materials Science and Materials Engineering* (2018). DOI: [10.1016/B978-0-12-803581-8.11042-7](https://doi.org/10.1016/B978-0-12-803581-8.11042-7).
- [2] Lijuan Hu et al. “Application of the Bionic Concept in Reducing the Aerodynamic Drag of High-Speed Trains”. In: *Applied Bionics and Biomechanics* 2018 (2018), pp. 1–8. DOI: [10.1155/2018/5369356](https://doi.org/10.1155/2018/5369356).
- [3] Prathita Roy et al. “Biomimetic Dual-Axis Solar Tracker Modeled after Sunflower”. In: *Recent Research in Engineering and Technology* (2024). Consultato su ResearchGate il 16 luglio 2025, pp. 1–8. URL: https://www.researchgate.net/publication/386370893_Biomimetic_dual-axis_solar_tracker_Modeled_after_Sunflower.
- [4] Festo. *Braccio di manipolazione bionico – Bionic Handling Assistant*. Consultato il 16 luglio 2025. 2024. URL: https://www.festo.com/it/it/e/informazioni-su-festo/ricerca-e-sviluppo/bionic-learning-network/pinze-bioniche-e-robot-soft/braccio-di-manipolazione-bionico-id_33759/.
- [5] Muhammad Shakeel Masood et al. “A review on crashworthiness studies of crash box structure”. In: *Journal of Materials Research and Technology* 15 (2021), pp. 6784–6806. DOI: [10.1016/j.jmrt.2021.10.030](https://doi.org/10.1016/j.jmrt.2021.10.030).
- [6] Hardik Chandarana et al. “Crash performance of a novel bio-inspired energy absorber produced by additive manufacturing using PLA and ABS materials”. In: *Materials Today: Proceedings* 62 (2022), pp. 3691–3696. DOI: [10.1016/j.matpr.2022.03.488](https://doi.org/10.1016/j.matpr.2022.03.488).

- [7] Wenyang Zhang et al. "Design and Optimization of Bioinspired Multicell Tubes for Energy Absorption under Axial and Oblique Loading". In: *Thin-Walled Structures* 180 (2022), p. 109871. DOI: 10.1016/j.tws.2022.109871.
- [8] Yifan Zhou et al. "A review of recent research on bio-inspired structures and materials for energy absorption applications". In: *Thin-Walled Structures* 180 (2022), p. 109800. DOI: 10.1016/j.tws.2022.109800.
- [9] Ming Xu et al. "Energy Absorption Characteristics of Bio-Inspired Hierarchical Multi-Cell Bi-Tubular Tubes". In: *International Journal of Mechanical Sciences* 219 (2022), p. 107017. DOI: 10.1016/j.ijmecsci.2022.107017.
- [10] Robb M. Kulin et al. "Dynamic fracture resilience of elk antler: Biomimetic inspiration for improved crashworthiness". In: *JOM: The Journal of The Minerals, Metals & Materials Society* 62.1 (2010), pp. 41–46. DOI: 10.1007/s11837-010-0009-7.
- [11] S. N. Patek e R. L. Caldwell. "Extreme impact and cavitation forces of a biological hammer: strike forces of the peacock mantis shrimp *Odontodactylus scyllarus*". In: *Journal of Experimental Biology* 208.19 (2005), pp. 3655–3664. DOI: 10.1242/jeb.01781.
- [12] D. Ginzburg et al. "Damage tolerance of bio-inspired helicoidal composites under low velocity impact". In: *Composite Structures* 161 (2017), pp. 187–203. DOI: 10.1016/j.compstruct.2016.10.097.
- [13] Anju Susan Nambiar et al. "3D concrete printing of bioinspired Bouligand structure: A study on impact resistance". In: *Construction and Building Materials* 340 (2022), p. 127829. DOI: 10.1016/j.conbuildmat.2022.127829.
- [14] Bambu Lab. *Bambu Lab X1E – Specifiche Tecniche*. Documento tecnico ufficiale, consultato il 17 Agosto 2025. 2023.
- [15] National Highway Traffic Safety Administration. *Crash Simulation Vehicle Models*. Accessed: 18 September 2025. 2025. URL: <https://www.nhtsa.gov/crash-simulation-vehicle-models>.
- [16] Bambu Lab. *Stampante 3D Bambu Lab X1E*. Consultato il 17 Agosto 2025. 2023. URL: <https://eu.store.bambulab.com/it/products/x1e>.

- [17] Bambu Lab. *Bambu ABS Filament – Technical Data Sheet*. Consultato il 17 Agosto 2025. 2023.
- [18] ZEISS. *Digital Image Correlation (DIC)*. Accessed: 18 September 2025. 2025. URL: <https://www.zeiss.com/metrology/en/explore/topics/digital-image-correlation.html>.
- [19] Livermore Software Technology Corporation. *LS-DYNA Keyword User's Manual, Volume I: Keyword Commands*. R11. LSTC. Livermore, California, 2018.
- [20] DYNAsupport. *Quasi-static Simulation in LS-DYNA*. Accessed: 25 September 2025. 2025. URL: <https://www.dynasupport.com/howtos/general/quasistatic-simulation>.
- [21] *LS-DYNA Keyword User's Manual — Volume II: Material Models. Material Models*. R11. Revision 10572. Livermore Software Technology Corporation (LSTC). Livermore, CA, 12 ott. 2018.
- [22] Nectarios Vidakis et al. “On the Strain Rate Sensitivity of Fused Filament Fabrication (FFF) Processed PLA, ABS, PETG, PA6, and PP Thermoplastic Polymers”. In: *Polymers* 12.12 (2020). Open Access, p. 2924. DOI: 10.3390/polym12122924.
- [23] Andrej Škrlec e Jernej Klemenc. “Estimating the Strain-Rate-Dependent Parameters of the Cowper–Symonds and Johnson–Cook Material Models Using Taguchi Arrays”. In: *Strojniški vestnik – Journal of Mechanical Engineering* 62.4 (2016), pp. 220–230. DOI: 10.5545/sv-jme.2015.3266.
- [24] G. Lu e T.X. Yu. “Dimensional analysis and experimental simulation”. In: *Energy Absorption of Structures and Materials*. Cambridge, UK: Woodhead Publishing, 2003, p. 76.