

POLITECNICO DI TORINO

CORSO DI LAUREA MAGISTRALE

IN INGEGNERIA MECCANICA

TESI DI LAUREA MAGISTRALE

**Studio del comportamento ad impatto di una crash
box innovativa in composito con struttura Origami**



Relatore

Prof. Giovanni BELINGARDI

Corelatori

Raffaele CIARDIELLO

Carlo BOURSIER NIUTTA

Candidato

Luca BENEDETTO

Anno Accademico 2020/2021

Sommario

La sicurezza delle automobili in caso di incidente è garantita da dispositivi che evitano o riducono le lesioni sugli occupanti del veicolo. Durante un impatto frontale, alcuni componenti devono deformarsi per garantire questa sicurezza, come il paraurti, le crash box e i longheroni.

In questo lavoro è stata studiata una crash box innovativa con struttura Origami in materiale composito con le dimensioni tali da poter essere inserita all'interno di una Toyota Yaris Sedan del 2010. L'analisi è stata svolta con il programma commerciale LS-DYNA sul modello FEM dell'automobile.

Le prestazioni della crash box presente all'interno del modello sono state valutate con un test di compressione su LS-DYNA per ottenere dei valori di riferimento per i nuovi componenti.

I singoli moduli della struttura Origami sono stati testati su LS-DYNA con prove di compressione per analizzarne le prestazioni al variare delle caratteristiche geometriche.

A partire dai risultati dei singoli moduli, sono state definite diverse geometrie delle crash box a struttura Origami e sono state confrontate le prestazioni per individuare la configurazione migliore.

Successivamente la soluzione più performante è stata ottimizzata per incrementare l'energia assorbita durante la deformazione e ridurre il picco di forza iniziale. A tale scopo sono state inserite caratteristiche costruttive come l'aumento dello spessore, la variazione dello spessore lungo l'asse del componente e l'inserimento di trigger.

Il lavoro si conclude con l'adattamento della crash box al volume disponibile e al suo inserimento nel veicolo per analizzare le prestazioni all'interno del sistema completo con diverse velocità di impatto contro una barriera rigida indeformabile. Sono stati confrontati i valori di decelerazione dell'autovettura e di energia assorbita delle crash box delle due diverse configurazioni dei dispositivi di sicurezza.

Indice

1	Introduzione	1
2	Modello numerico della Toyota Yaris	3
2.1	Metodo degli Elementi Finiti (FEM)	4
2.2	Elementi piastra	5
2.3	Componenti	7
2.4	Materiale	7
2.5	Assemblaggio dei componenti	10
2.6	Contatti	11
2.7	Definizione delle condizioni iniziali	12
2.8	Definizione delle condizioni finali	12
2.9	Definizione degli output	13
2.10	Analisi degli output	14
2.10.1	GLSTAT	14
2.10.2	MATSUM	16
2.10.3	NODOUT	16
2.10.4	RWFORC	19
2.11	Zona anteriore del veicolo	20
2.11.1	Componenti	21
2.11.2	Assemblaggio dei componenti	22
3	Crash box originale	23
3.1	Corpo centrale	24
3.2	Piastre frontali e posteriori	24
3.3	Analisi della deformazione della crash box all'interno del modello	25
3.4	Compressione assiale della crash box	27
4	Moduli in materiale composito a struttura Origami	31
4.1	Struttura Origami	32
4.2	Confronto della deformazione tra struttura Origami e tubolare convenzionale	33
4.3	Materiale per la crash box a struttura Origami	34

Indice

4.4	Volume disponibile per le crash box	40
4.5	Costruzione dei modelli numerici dei singoli moduli	41
4.5.1	Costruzione della geometria	42
4.5.2	Costruzione della mesh	42
4.5.3	Valutazione dei parametri del materiale composito per il modello numerico	44
4.5.4	Modello FEM	44
4.5.5	Ottimizzazione dei parametri del trigger	45
4.5.6	Ottimizzazione del materiale della parte centrale	47
4.5.7	Completamento del modello su LS-DYNA	49
4.5.8	Configurazioni dei singoli moduli	51
4.6	Analisi delle prestazioni dei modelli numerici dei singoli moduli	52
5	Crash box a struttura Origami	59
5.1	Configurazione con diverso numero di moduli	60
5.2	Configurazioni con moduli ad altezza diversa	63
5.3	Analisi della variazione dello spessore	64
5.4	Incremento delle prestazioni della configurazione	66
6	Adattamento crash box al volume disponibile	69
6.1	Test di compressione della crash box originale con rigidwall inclinato	69
6.2	Adattamento della crash box al volume disponibile	71
6.3	Inserimento dei bordi	74
6.4	Inserimento del trigger geometrico	76
7	Inserimento della crash box nel modello full-vehicle	79
7.1	Definizione delle nuove piastre	79
7.2	Assemblaggio della crash box e delle piastre nel modello full-vehicle	80
7.3	Simulazioni full-vehicle	82
7.3.1	Velocità iniziale di 56 km/h	82
7.3.2	Velocità iniziale di 16 km/h	84
7.3.3	Velocità iniziale di 30 km/h	85
8	Conclusioni	88

Elenco delle figure

2.1	Toyota Yaris Sedan del 2010 e relativo modello FEM [6].	3
2.2	Formulazione Belytschko-Tsai degli elementi [11].	6
2.3	Formulazione completamente integrata degli elementi [11].	6
2.4	Keyword PART.	7
2.5	Caratteristica deformazione-stress di un materiale elasto-plastico (sinistra) e dipendenza dalla velocità di deformazione (destra) [13].	8
2.6	Caratteristica deformazione-stress dell'acciaio presente nel modello FEM.	9
2.7	Keyword MAT_PIECEWISE_LINEAR_PLASTICITY.	9
2.8	Esempio di CONSTRAINED_NODAL_RIGID_BODY.	10
2.9	Penetrazione tra gli elementi slave per il calcolo della forza repulsiva [10].	11
2.10	Keyword CONTACT_AUTOMATIC_SINGLE_SURFACE.	12
2.11	Keyword INITIAL_VELOCITY_GENERATION.	12
2.12	Keyword CONTROL_TERMINATION.	13
2.13	Energia assorbita ed energia cinetica del modello FEM.	15
2.14	Distacco dell'automobile dal rigidwall a causa del ritorno elastico del materiale.	15
2.15	Energia assorbita dai componenti della parte frontale del veicolo	16
2.16	Posizione dell'ELEMENT_SOLID per il calcolo dell'accelerazione nel centro di massa del veicolo.	17
2.17	Keyword ELEMENT_SEATBELT_ACCELEROMETER [?].	17
2.18	Accelerazione registrata nel centro di massa non filtrata (sopra) e filtrata a 180 Hz (sotto).	18
2.19	Forza misurata sul rigidwall rispetto al tempo (sopra) e rispetto allo spostamento del CG (sotto).	19
2.20	Componenti relativi alla parte frontale del veicolo.	20
3.1	Crash box presente sul lato destro del veicolo (sinistra) e crash box relativa al lato sinistro (destra).	23
3.2	Corpo centrale della crash box con i relativi ELEMENT_BEAM (in giallo).	24
3.3	Evoluzione della deformazione della crash box destra (in alto) e sinistra (in basso) all'interno del veicolo.	26

Elenco delle figure

3.4	Evoluzione della deformazione della crash box nel test di compressione con rigidwall perpendicolare all'asse del componente.	28
3.5	Curve di forza ed energia assorbita registrate durante il test di compressione.	29
4.1	Schema delle dimensioni caratteristiche di un modulo Origami a sezione quadrata [16].	32
4.2	Modalità di deformazione simmetrica della linea di cerniera plastica [14]. .	34
4.3	Movimento degli spigoli di una struttura Origami durante la deformazione [14].	34
4.4	Intreccio TWILL 2X2 del materiale commerciale XPREG XC130 [17]. . . .	35
4.5	Keyword MAT_ENHANCED_COMPOSITE_DAMAGE.	38
4.6	Caratteristiche deformazione-stress del materiale composito presente nel modello.	39
4.7	Dimensioni del volume disponibile all'interno del veicolo.	40
4.8	Volume disponibile all'interno del veicolo.	41
4.9	Costruzione della geometria con SolidWorks.	42
4.10	Principali tipologie di distorsione degli elementi della mesh [8].	43
4.11	Costruzione della mesh con HyperMesh.	43
4.12	Modello FEM del modulo testato in laboratorio per la caratterizzazione del materiale composito.	45
4.13	10 curve forza-tempo migliori ottenute dal processo di ottimizzazione dei parametri del materiale del trigger.	46
4.14	Curve forza-tempo N°48 con i parametri migliori del materiale del trigger. .	47
4.15	Influenza del valore di DFAILM del materiale della parte centrale nella curva forza-tempo.	48
4.16	Curva tempo-forza con il DFAILM del materiale della parte centrale ottimizzato.	49
4.17	Keyword PART_COMPOSITE.	50
4.18	Modello FE del singolo modulo completato su LS-DYNA.	50
4.19	Forza misurata sul rigidwall al variare di c con altezza del modulo costante di 40 mm.	52
4.20	Energia assorbita dai moduli al variare di c con altezza del modulo costante di 40 mm.	53
4.21	Influenza dello spessore sulla forza misurata sul rigidwall e sull'energia assorbita.	54
4.22	Valori del picco iniziale di forza al variare dell'altezza del modulo e di c. . .	56
4.23	SEA al variare dell'altezza del modulo e di c.	56
4.24	Valori del picco iniziale di forza al variare dello spessore del modulo e di c con altezza di 40 mm.	57
4.25	SEA al variare dello spessore del modulo e di c con altezza di 40 mm. . . .	57

Elenco delle figure

5.1	Curva forza-tempo della configurazione 5mod.70_50	61
5.2	Influenza del numero di moduli presenti nella configurazione sul picco iniziale di forza e sul SEA	62
5.3	Influenza dello spessore delle configurazioni sulle curve di forza ed energia .	64
5.4	Configurazione 5mod.52_44 con variazione dello spessore lungo l'asse TVS.	67
5.5	Curve di forza ed energia assorbita delle configurazioni 5mod.52_44 TVS e TSU.	68
6.1	Evoluzione della deformazione della crash box nel test di compressione con rigidwall inclinato.	70
6.2	Curve di forza ed energia misurate durante il test di compressione della crash box originale con rigidwall inclinato.	70
6.3	Dimensioni delle configurazioni 2 e 6 (rispettivamente a sinistra e al centro) e distribuzione degli spessori (a destra).	72
6.4	Curve di forza ed energia misurate durante il test di compressione della configurazione 6.	73
6.5	Bordo inserito nella superficie frontale (a sinistra) e nella superficie posteriore (a destra).	75
6.6	Rottura verticale degli ultimi moduli.	75
6.7	Due tipologie di trigger: trigger 1 (a sinistra) e trigger 2 (a destra).	77
6.8	Confronto delle curve di forza ed energia assorbita relative alla crash box originale e quella a struttura Origami.	78
7.1	Dimensioni delle piastra posteriore (a sinistra e al centro) e della piastra frontale (a destra).	80
7.2	Disposizione dei CONSTRAINED_SPOTWELD alla base della crash box (a sinistra) e sulla sua superficie frontale (a destra).	80
7.3	Disposizione dei CONSTRAINED_NODAL_RIGID_BODY sulla piastra posteriore (a sinistra) e sulla piastra frontale (a destra).	81
7.4	Deformazione della crash box Origami destra (in alto) e sinistra (in basso) con una velocità iniziale di 56 km/h.	82
7.5	Esempio di approssimazione della curva tempo-deformazione con due tratti lineari.	83
7.6	Curve di decelerazione filtrate a 180 Hz. Condizione di velocità iniziale di 56 km/h.	84
7.7	Curve di decelerazione filtrate a 180 Hz. Condizione di velocità iniziale di 16 km/h.	85
7.8	Deformazione finale delle crash box originali sinistra e destra e Origami sinistra e destra (da sinistra verso destra) con velocità iniziale di 30 km/h.	86
7.9	Curve di decelerazione filtrate a 180 Hz. Condizione di velocità iniziale di 30 km/h.	86

Elenco delle tabelle

2.1	Confronto delle caratteristiche della Toyota Yaris Sedan e del relativo modello FEM [6].	4
2.2	Componenti relativi alla parte frontale del veicolo.	21
3.1	Risultati del test di compressione della crash box originale con rigidwall perpendicolare all'asse del componente.	30
4.1	Proprietà meccaniche del materiale composito.	36
4.2	Range di variazione dei parametri E, DFAILM e DFAILC del materiale del trigger per il processo di ottimizzazione.	46
4.3	Valori di E, DFAILM, DFAILC e MSE delle 10 curve con MSE minore. . .	47
4.4	Range di variazione di DFAILM del materiale della parte centrale per il processo di ottimizzazione.	48
4.5	Valori di DFAILM e MSE delle curve del processo di valutazione del parametro DFAILM relativo al materiale della parte centrale.	49
4.6	Configurazioni dei moduli costruiti con la sovrapposizione di 6 layer (2.7 mm).	51
4.7	Configurazioni dei moduli costruiti con la sovrapposizione di 10 layer (4.5 mm).	51
4.8	Valori di picco iniziale di forza, energia assorbita e SEA delle configurazioni.	55
5.1	Configurazioni di crash box con diverso numero di moduli ad altezza costante.	60
5.2	Risultati delle simulazioni delle configurazioni a diverso numeri di moduli ad altezza costante.	61
5.3	Configurazioni di crash box con moduli con altezza diversa.	63
5.4	Risultati delle simulazioni delle configurazioni con moduli con altezza diversa.	63
5.5	Risultati della configurazione 5mod_70_50 con diversi spessori.	65
5.6	Risultati delle migliori configurazioni con uno spessore di 16 layer (7.2 mm).	65
5.7	Risultati della configurazione con spessore uniforme e di quella a spessore variabile lungo la crash box.	67

Elenco delle tabelle

6.1	Risultati del test di compressione della crash box originale con rigidwall inclinato rispetto all'asse del componente.	70
6.2	Configurazioni con modulo tagliato.	72
6.3	Risultati delle configurazioni con modulo tagliato.	73
6.4	Configurazioni di crash box con i bordi per l'ottimizzazione.	76
6.5	Risultati delle simulazioni delle configurazioni di crash box con i bordi per l'ottimizzazione	76
6.6	Risultati delle configurazioni di crash box con le due tipologie di trigger.	77
7.1	Energia assorbita dalle crash box con una velocità iniziale del veicolo di 56 km/h.	84
7.2	Energia assorbita dalle crash box con una velocità iniziale del veicolo di 16 km/h.	85
7.3	Energia assorbita dalle crash box con una velocità iniziale del veicolo di 30 km/h.	86

Capitolo 1

Introduzione

Le autovetture moderne sono dotate di sistemi di sicurezza progettati per evitare gli incidenti e limitarne le conseguenze dei passeggeri quando essi si verificano.

I sistemi di sicurezza si suddividono principalmente in due categorie: attivi e passivi [1]. I primi hanno l'obiettivo di prevenire gli incidenti, mentre i secondi hanno lo scopo di limitare le conseguenze ai passeggeri durante un incidente, in particolare andando ad assorbire l'energia cinetica posseduta dagli occupanti del veicolo. Le persone coinvolte nell'urto potrebbero urtare parti interne della vettura a forte velocità oppure la forte decelerazione provocata dall'incidente potrebbe provocare lesioni al collo o al torace degli occupanti del veicolo.

Alcuni esempi di dispositivi di sicurezza passiva appartenenti al veicolo sono le cinture di sicurezza, i poggiatesta e gli airbag. Anche la struttura stessa del veicolo può essere considerata un sistema di sicurezza, perché la sua modalità di deformarsi durante un incidente può evitare o limitare danni o lesioni agli occupanti del veicolo.

La parte frontale del veicolo, composta da paraurti (bumper) e crash box, rappresenta una di quelle strutture "sacrificali" presenti nel veicolo che dovranno deformarsi ed assorbire l'energia cinetica posseduta dall'automobile durante un urto. La parte frontale ha una doppia funzione: deve limitare i danni al resto del veicolo per poter riparare la macchina sostituendo il minor numero di componenti e deve preservare la salute degli occupanti del veicolo [2].

La parte frontale deve essere efficace nell'assorbire l'urto sia a velocità alta che bassa. In effetti, anche questo ultimo caso di incidenti possono verificarsi lesioni agli occupanti della vettura. Un incidente a bassa velocità può provocare il "colpo di frusta" [3], ovvero lesioni per ipertensione o iperflessione alla cervicale causate da decelerazioni forti agenti sulla testa. Il paraurti e le crash box dovranno deformarsi così da limitare le decelerazioni all'interno dell'abitacolo.

Alcune agenzie, come Euro NCAP e NHTSA (National Highway Traffic Safety Administration) [4][5], valutano la sicurezza passiva dei mezzi di trasporto con opportune prove ad impatto in diverse condizioni andando a investigare le possibili conseguenze sui pas-

seggeri simulando la loro presenza all'interno del veicolo con i manichini.

I test che valutano gli effetti dell'impatto frontale del veicolo sono quelli dell'urto della vettura con una barriera rigida indeformabile e quello con barriera mobile con elemento deformabile progressivo.

Le nuove tecnologie consentono di studiare questa tipologia di incidente e gli effetti sugli occupanti del veicolo. Infatti, l'incremento della potenza di calcolo dei computer consente di simulare gli impatti dei modelli numerici delle rispettive vetture. Questa tecnologia permette di testare i dispositivi di sicurezza virtualmente e, in base ai risultati ottenuti, si valuta se proseguire con lo sviluppo di tali componenti con conseguente risparmio economico sul processo progettuale.

La NHTSA rende disponibile sul proprio sito i modelli numerici di alcune vetture sviluppati dalla George Washington University National Crash Analysis [6]. I modelli sono stati simulati nelle stesse condizioni delle prove ad impatto per poter essere validati ed essere utilizzate come in questo lavoro per studiare la sostituzione di un suo componente. Insieme al modello vengono fornite informazioni sulle prove effettuate sul confronto tra i risultati del modello e la prova sperimentale, provando l'attendibilità dei modelli numerici.

Capitolo 2

Modello numerico della Toyota Yaris

Il veicolo coinvolto in questo lavoro è una Toyota Yaris Sedan del 2010. Il modello numerico dell'automobile è reso disponibile dall'agenzia americana in termini di sicurezza NHTSA (National Highway Traffic Safety Administration) ed è stato sviluppato dalla George Washington University National Crash Analysis Center [6].



Figura 2.1: Toyota Yaris Sedan del 2010 e relativo modello FEM [6].

Le caratteristiche importanti di questo modello sono la completezza dei componenti che compongono il veicolo reale e la sua validazione attraverso i test eseguiti da NHTSA. L'agenzia ha eseguito i test su impatto frontale contro barriera rigida a tutta larghezza (test a 100% di overlap) e il test ad impatto con barriera deformabile disassata. Durante questi test sono stati registrati i valori di decelerazione in punti definiti e sono stati poi confrontati con quelli del modello numerico. L'errore presente tra le curve di decelerazione reale e simulata è basso e quindi il modello FEM è stato validato. Sono stati confrontati anche i valori di massa, inerzia e baricentro del modello ad elementi finiti e quello reale per poter validare il modello numerico.

2.1. Metodo degli Elementi Finiti (FEM)

	Veicolo	Modello FEM
Massa (kg)	1078	1100
Momento di beccheggio (kg m ²)	1498	1566
Momento di imbardata (kg m ²)	1647	1739
Momento di rollio (kg m ²)	388	395
Posizione CG X (mm)	1022	1004
Posizione CG Y (mm)	-8.3	-4.4
Posizione CG Z (mm)	558	569

Tabella 2.1: Confronto delle caratteristiche della Toyota Yaris Sedan e del relativo modello FEM [6].

Il modello del veicolo è analizzabile grazie ai programmi commerciali quali LS-DYNA e Hypermesh. All'interno di questi software è possibile studiare la geometria e il materiale di ogni singolo componente, i vincoli presenti tra i componenti contigui e quali sono le condizioni iniziali imposte per la simulazione. Tutte le informazioni riguardanti il modello sono raggruppate in sezioni "keyword".

2.1 Metodo degli Elementi Finiti (FEM)

Il modello della Toyota Yaris è stato realizzato secondo il metodo degli elementi finiti.

Il metodo degli elementi finiti è una tecnica numerica attraverso la quale viene discretizzato un sistema fisico continuo per analizzare il comportamento in determinate condizioni. Questo metodo viene utilizzato per applicazioni termodinamiche o di analisi dei carichi [8].

L'approssimazione è rappresentata dalla suddivisione del sistema in elementi 2D o 3D a seconda della natura della geometria di partenza del sistema fisico. Si ha quindi una discretizzazione della struttura in elementi piastra o in volumi con i rispettivi nodi e insieme compongono la *mesh* del modello FEM.

L'applicazione del metodo in questo lavoro è quella di calcolare lo spostamento dei nodi che compongono il modello e risalire poi ai valori di forza e di deformazione dell'elemento associato che ne derivano. I calcoli vengono eseguiti ad intervalli di tempo sufficientemente piccoli per poter ricostruire il comportamento del sistema senza perdere informazioni, ma non eccessivamente piccoli da avere tempi di calcolo elevati.

Il calcolo di un FEM può essere svolto secondo il metodo implicito o esplicito e dipende sinteticamente dalle velocità in gioco nella simulazione.

Il metodo di risoluzione implicito permette di calcolare lo spostamento dei nodi dall'applicazione di un carico esterno agli elementi. La prima fase consiste nel determinare le forze ai nodi per valutare le forze interne che garantiscono l'equilibrio statico del sistema. In base alle relazioni deformazione-stress è possibile risalire alla deformazione

2.2. Elementi piastra

dell'elemento e nota la lunghezza iniziale è possibile calcolare lo spostamento dei singoli nodi.

Il metodo di risoluzione esplicito permette di calcolare lo spostamento dei nodi dall'applicazione di un carico esterno, ma rispetto al metodo implicito, segue un percorso differente. Viene calcolata l'accelerazione del nodo a partire dalla forza esterna e integrando rispetto al tempo è possibile valutare la velocità del nodo. Da questo termine è possibile calcolare la velocità di deformazione ed integrandolo è possibile ottenere la deformazione. Noto il modulo elastico del materiale, è possibile calcolare il valore di stress a cui è sottoposto l'elemento.

Il modo di calcolare lo spostamento di questi due metodi definisce anche il loro campo di applicazione. Se le accelerazioni hanno valori elevati e quindi le forze di inerzia non sono trascurabili, verrà utilizzato il metodo esplicito. Se invece esse sono trascurabili come nel caso di simulazioni statiche o quasi-statiche, dove i valori di accelerazioni sono bassi, è opportuno utilizzare il metodo implicito.

I due metodi si differenziano anche dalla loro stabilità rispetto all'intervallo di tempo. Il metodo implicito è incondizionatamente stabile, perché non dipende dall'intervallo di tempo. Mentre il metodo esplicito dipende dalla propagazione della deformazione nel materiale, secondo la seguente legge:

$$\Delta t_{stable} = \frac{l_{min}}{\nu_{wave}} \quad \nu_{wave} = \sqrt{\frac{E}{\rho}}$$

Dove ν_{wave} rappresenta la velocità di propagazione di un'onda attraverso il materiale e dipende dal suo modulo elastico e dalla densità. l_{min} è la dimensione minima di un elemento all'interno della mesh. Il Δt_{stable} è utilizzato all'interno della simulazione per definire il massimo intervallo di tempo tra un istante e quello successivo per il calcolo degli spostamenti e nell'ambiente di LS-DYNA si chiama *timestep* [7].

2.2 Elementi piastra

Le superfici vengono discretizzate con elementi 2D all'interno di un modello FEM e prendono il nome di elementi piastra o shell. La loro geometria viene definita da un certo numero di nodi ai vertici degli elementi. Nel modello in esame, gli elementi sono triangoli o quadrilateri e il numero di nodi è quindi di 3 o di 4. Oltre alla definizione della geometria, devono essere definite le proprietà della sezione del componente all'interno della Keyword SECTION_SHELL. Essa contiene fundamentalmente informazioni sullo spessore della shell e sulla formulazione degli elementi per stabilire la modalità di integrazione durante la simulazione e quindi calcolare lo spostamento e le forze risultanti sui nodi [7].

Le formulazioni utilizzate per questo modello sono quella di Belytschenko-Tsay e quella

2.2. Elementi piastra

completamente integrata.

La formulazione di Belytschenko-Tsai è adatta alle strutture moderatamente spesse e richiama la teoria di definizione degli elementi di Reissner-Mindlin [9]. Questa teoria consente alla normale del piano medio di ruotare rispetto all'elemento, non più perpendicolare durante la deformazione, e considera le deformazioni date dallo sforzo di taglio nella direzione dello spessore.

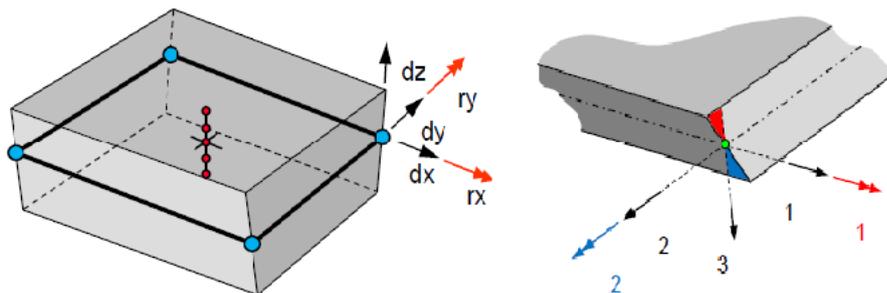


Figura 2.2: Formulazione Belytschenko-Tsai degli elementi [11].

La modellizzazione di Belytschenko-Tsai definisce un piano di stress tridimensionale, in cui la componente normale al piano medio dell'elemento è nulla. I punti di integrazione sono impilati verticalmente al centroide dell'elemento.

La formulazione completamente integrata differisce da quella appena descritta dalla presenza di 4 centri di integrazione all'interno dell'elemento, anziché uno solo nel centroide.

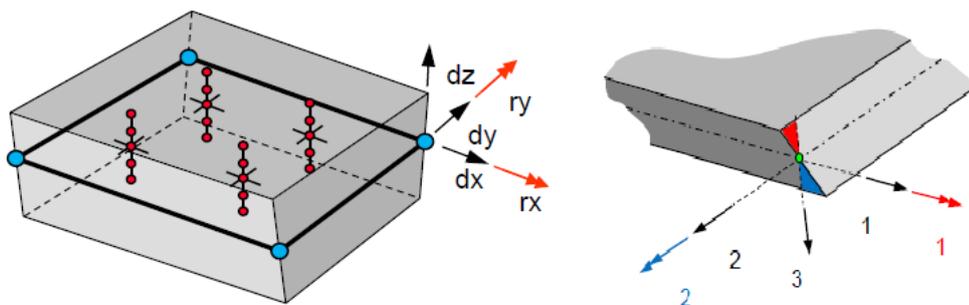


Figura 2.3: Formulazione completamente integrata degli elementi [11].

La scelta del numero di punti di integrazione sulla superficie può dare risultati diversi durante la simulazione. In particolar modo, quando ci sono grandi deformazioni e distorsioni degli elementi, è preferibile usare una shell con 4 punti di integrazione sulla superficie.

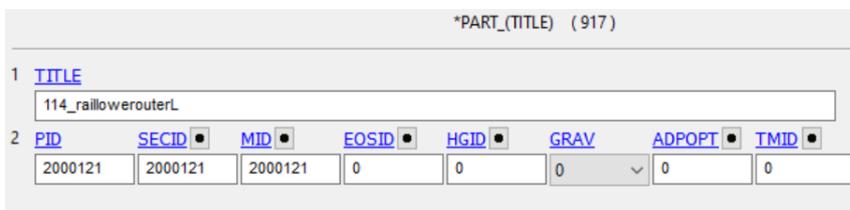
Un parametro molto importante da definire per la definizione degli elementi è il numero di punti di integrazione (NIP) lungo lo spessore della shell [12]. Un numero elevato di

2.3. Componenti

NIP permette di ottenere una buona approssimazione del comportamento del materiale durante la deformazione. Lo svantaggio di un numero alto numero di NIP è il costo della simulazione, infatti aumenta il tempo della simulazione dato l'incremento del numero di calcoli da risolvere, soprattutto per modelli molto complessi come quello della Toyota Yaris. Sul modello del veicolo è stato utilizzato un NIP pari a 3.

2.3 Componenti

La keyword PART contiene l'elenco di tutti i componenti del veicolo, identificati con un nome e con un numero. Ad ognuno di essi vengono associati un materiale e uno spessore.



*PART_(TITLE) (917)								
1	TITLE							
	114_raillowerouterL							
2	PID	SECID	MID	EOSID	HGID	GRAV	ADPOPT	TMID
	2000121	2000121	2000121	0	0	0	0	0

Figura 2.4: Keyword PART.

2.4 Materiale

Le informazioni sui materiali dei componenti del modello sono riportate nella Keyword MAT. I materiali presenti nel modello possono avere diversa natura e quindi presentare diverse caratteristiche [13]. Per esempio, possono avere un comportamento prevalentemente elastico, nel caso di materiali fragili, oppure possono avere anche una componente plastica, nel caso di materiale duttile. Inoltre, ogni materiale presenta diversi criteri di rottura e quindi potrebbe essere necessario definire formulazioni diverse per valutare la rottura degli elementi all'interno del modello. Il programma commerciale LS-DYNA fornisce numerosi modelli per poter simulare ogni materiale ed essi sono definiti in diverse keyword, all'interno delle quali possono essere inseriti i parametri necessari per rappresentare il materiale. Possono essere ottenuti sperimentalmente oppure ricavati da un'ottimizzazione numerica [7].

I dati definiti all'interno di ogni keyword consentono di simulare il comportamento del materiale grazie ad un'approssimazione numerica della curva stress-strain che caratterizza il materiale. Le informazioni che possono essere riportate sono: il valore della densità, il modulo elastico, la tensione di snervamento, la tensione di rottura, parametri per definire il tratto plastico della curva oppure inserire direttamente la curva stress-strain e i valori massimi di deformazione per cui si ha rottura degli elementi.

Alcune keyword consentono di definire anche la dipendenza del materiale dalla velocità di deformazione oppure l'effetto smorzante del materiale. La complessità del modello che

2.4. Materiale

descrive il materiale è influenzata fortemente dal tipo di simulazione che deve essere eseguita.

Il materiale più utilizzato nel modello della Yaris è l'acciaio e viene modellizzato con la keyword `MAT_PIECEWISE_LINEAR_PLASTICITY`, ovvero un materiale elasto-plastico con dipendenza dalla velocità di deformazione. Nella figura sottostante viene schematizzata la curva caratteristica di questa tipologia di materiale. Il tratto OA'' rappresenta il campo elastico, mentre $A''C$ quello plastico. C è il punto in cui si raggiunge la rottura del materiale.

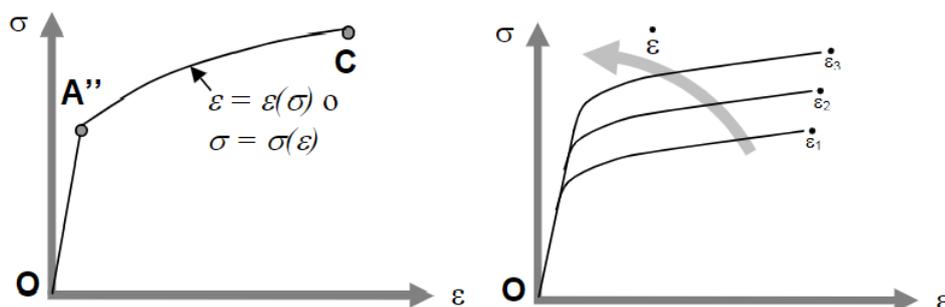


Figura 2.5: Caratteristica deformazione-stress di un materiale elasto-plastico (sinistra) e dipendenza dalla velocità di deformazione (destra) [13].

Il primo tratto della curva stress-strain è elastico e termina con lo stress di snervamento pari a 380 MPa. A seguire è presente il tratto plastico con andamento simile a quello di un'esponenziale ed è stato definito per punti all'interno della keyword. Nella figura sottostante è riportato il tratto plastico in condizioni statiche, ovvero con velocità di deformazione nulla. La curva ha andamento crescente e raggiunge un valore massimo di stress di 594 MPa per una deformazione dello 0,25%.

Il materiale presenta una dipendenza dello stress dalla velocità di deformazione, il cui effetto è quello di modificare il tratto plastico della curva. L'equazione che considera l'effetto della velocità di deformazione in assenza di viscosità [7] è la seguente:

$$\sigma_y(\varepsilon_{\text{eff}}^p, \dot{\varepsilon}_{\text{eff}}^p) = \sigma_y^s(\varepsilon_{\text{eff}}^p) \left[1 + \left(\frac{\dot{\varepsilon}_{\text{eff}}^p}{C} \right)^{1/p} \right]$$

2.4. Materiale

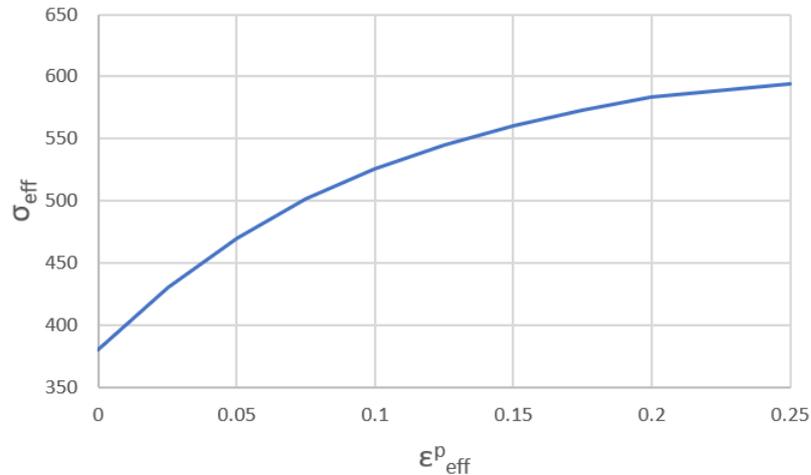


Figura 2.6: Caratteristica deformazione-stress dell'acciaio presente nel modello FEM.

Il tratto plastico statico viene moltiplicato per un fattore di scala dipendente dalla velocità di deformazione e dai parametri C e p presenti nella keyword e riportati successivamente.

La rottura dell'elemento si raggiunge quando il timestep dell'elemento eguaglia un valore minimo. Di seguito è stata riportata la keyword contenente i parametri.

*MAT_PIECEWISE_LINEAR_PLASTICITY_(TITLE) (024) (810)

TITLE

1	MID	RO	E	PR	SIGY	ETAN	FAIL	TDEL
	2000121	7.890e-09	2.000e+05	0.3000000	380.00000	0.0	1.000e+21	0.0
2	C	P	LCSS	LCSR	VP			
	8000.0000	8.0000000	2100380	0	0.0			
3	EPS1	EPS2	EPS3	EPS4	EPS5	EPS6	EPS7	EPS8
	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
4	ES1	ES2	ES3	ES4	ES5	ES6	ES7	ES8
	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0

Figura 2.7: Keyword MAT_PIECEWISE_LINEAR_PLASTICITY.

Dove:

- MID: numero identificativo del materiale;
- RO: densità;
- E: modulo di Young o modulo elastico;
- PR: coefficiente di Poisson

2.5. Assemblaggio dei componenti

- SIGY: tensione di snervamento;
- C: parametro della dipendenza dalla velocità di deformazione;
- P: parametro della dipendenza dalla velocità di deformazione;
- LCSS: curva che definisce il legame tra stress effettivo e deformazione plastica effettiva.

2.5 Assemblaggio dei componenti

I componenti del veicolo vengono vincolati tra di loro per realizzare il modello completo utilizzando determinati vincoli o elementi particolari che simulano, per esempio, una saldatura o un fissaggio meccanico.

Un modo molto diffuso di vincolare i componenti tra loro è quello di definire un `CONSTRAINED_NODAL_RIGID_BODY` (CNRB), ovvero un set di nodi appartenenti a due o più componenti che si comporta come un corpo rigido privo di massa ed indeformabile. Questo comporta che i nodi appartenenti a questo set si sposteranno e ruoteranno allo stesso modo. Viene utilizzato per modellizzare una saldatura a punti o la presenza di una vite per l'assemblaggio del veicolo.

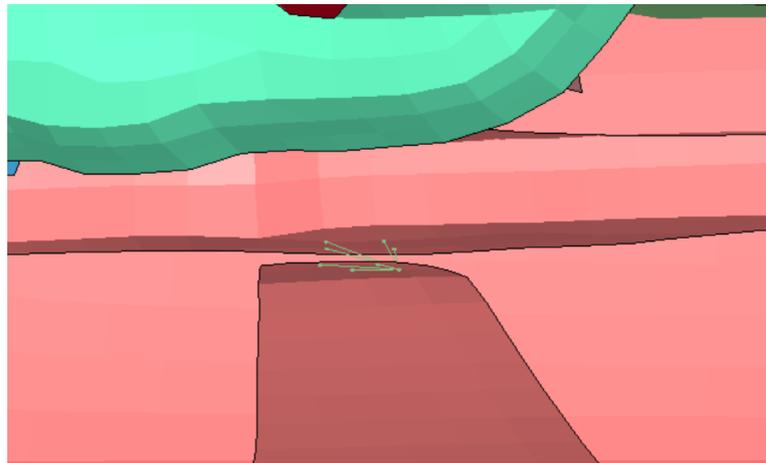


Figura 2.8: Esempio di `CONSTRAINED_NODAL_RIGID_BODY`.

Se la definizione della saldatura avviene tra due soli nodi, viene utilizzato un altro strumento, `CONSTRAINED_SPOTWELD` (CSPOT). Questa modalità di definizione dei vincoli tra i componenti può essere implementata con criteri di rottura a sforzo normale o a taglio. Nel caso del modello in questione, questa funzione è stata disabilitata.

La saldatura può essere definita anche tra due elementi appartenenti a due componenti distinti anziché tra due nodi, utilizzando gli `ELEMENT_BEAM`. Essi sono elementi trave

2.6. Contatti

bidimensionali definiti con due nodi estremi e tramite la keyword `MAT_SPOTWELD` vengono incluse le proprietà e parametri di rottura relativi agli stress. Se vengono raggiunti i valori limite durante la simulazione, gli `ELEMENT_BEAM` si eliminano e i componenti saranno disaccoppiati.

2.6 Contatti

La deformazione dei componenti causa lo spostamento degli elementi che li compongono e questi possono andare a contatto. È importante definire il tipo di interazione che ci deve essere per evitare la compenetrazione degli elementi e per il calcolo delle forze di contatto.

LS-DYNA offre diversi modi per modellare i contatti tra gli elementi e quello utilizzato nel modello numerico della Toyota Yaris è `CONTACT_AUTOMATIC_SINGLE_SURFACE`, largamente utilizzato per simulazioni di impatto e che vogliono studiare la “crashworthiness”, ovvero la capacità di un materiale o di componente di deformarsi e di assorbire energia per proteggere e limitare gli infortuni dei passeggeri di un veicolo durante un incidente.

I tipi di contatti che includono il termine `AUTOMATIC` proiettano normalmente le superfici del piano medio degli elementi ad una distanza pari alla metà dello spessore.

Le superfici trattate con questa keyword vengono considerate come superfici “slave”, ovvero non si avrà compenetrazione di all’interno delle superfici. Per evitare questo fenomeno viene generata una forza sui nodi necessaria a spostarli per evitare la penetrazione, ma che garantisce il contatto delle due superfici [10]. La forza viene calcolata come se ci fosse una molla a deformazione lineare tra le superfici, quindi la forza è proporzionale alla penetrazione tra le superfici ($F_C = k_C D_P$).

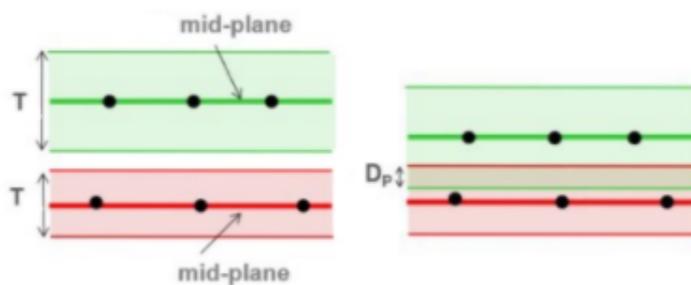


Figura 2.9: Penetrazione tra gli elementi slave per il calcolo della forza repulsiva [10].

Una seconda funzione di questo tipo di contatto è quella di rimuovere le penetrazioni iniziali. Questo consente ai nodi slave di essere rilasciati evitando la presenza di contatti non fisici nei primi istanti della simulazione che provocherebbero lo sviluppo di forze molto elevate. Se le compenetrazioni nella configurazione iniziale sono elevate si possono avere

2.7. Definizione delle condizioni iniziali

bilanci energetici che mostrano una crescita o una diminuzione dell'energia man mano che la simulazione avanza.

*CONTACT_AUTOMATIC_SINGLE_SURFACE_(ID/TITLE/MPP) (1)

1	CID	TITLE						
		<input type="text" value="b"/>						
		<input type="checkbox"/> MPP1		<input type="checkbox"/> MPP2				
2	IGNORE	BCKET	LCBCKT	NS2TRK	INITITR	PARMAX	UNUSED	CPARMB
	0	200		3	2	1.0005		0
3	UNUSED	CHKSEGS	PENSE	GRPABLE				
	0		1.0	0				
4	SSID	MSID	SSTYP	MSTYP	SBOXID	MBOXID	SPR	MPR
	1000002	0	2	0	0	0	0	0
5	FS	FD	DC	VC	VDC	PENCHK	BT	DT
	0.2000000	0.1000000	0.0010000	0.0	0.0	0	0.0	1.000e+20
6	SFS	SFM	SST	MST	SFST	SFMT	FSF	VSF
	1.0000000	1.0000000	0.0	0.0	1.0000000	1.0000000	1.0000000	1.0000000
	<input type="checkbox"/> A		<input type="checkbox"/> AB		<input checked="" type="checkbox"/> ABC		<input type="checkbox"/> ABCD	
							<input type="checkbox"/> ABCDE	
							<input type="checkbox"/> ABCDEF	
7	SOFT	SOFSC	LCIDAB	MAXPAR	SBOPT	DEPTH	BSORT	FRCFRQ
	2	0.1000000	0	1.0250000	2.0	2	0	1
8	PENMAX	THKOPT	SHLTHK	SNLOG	ISYM	I2D3D	SLDTHK	SLDSTE
	0.0	0	0	0	0	0	0.0	0.0
9	IGAP	IGNORE	DPRFAC	DTSTJF	EDGEK	UNUSED	FLANGL	CID_RCF
	1	1	0.0	0.0	0.0	0	0.0	0

Figura 2.10: Keyword CONTACT_AUTOMATIC_SINGLE_SURFACE.

I parametri principali che devono essere specificati nella keyword sono il set di parti SSID a cui appartengono le superfici e i coefficienti di attrito statico FS e dinamico FD.

2.7 Definizione delle condizioni iniziali

La simulazione dell'urto di un veicolo con una barriera rigida inizia con determinate condizioni o parametri che devono essere specificati con le keyword. Nel modello reso disponibile dalla NTHSA, viene definita la velocità nell'istante iniziale di 15650 mm/s (56.34 km/h, 35 mph) dei componenti del veicolo nella direzione della barriera.

*INITIAL_VELOCITY_GENERATION (4)

1	ID	STYP	OMEGA	VX	VY	VZ	IVATN	ICID
	5000004	1	0.0	1.565e+04	0.0	0.0	0	0
2	XC	YC	ZC	NX	NY	NZ	PHASE	IRIGID
	0.0	0.0	0.0	0.0	1.0000000	0.0	0	0

Figura 2.11: Keyword INITIAL_VELOCITY_GENERATION.

2.8 Defnizione delle condizioni finali

La simulazione si conclude quando si raggiunge un certo istante di tempo, che deve essere specificato nella compilazione del modello. Esso corrisponde ad un istante di tempo entro il quale si concludono gli eventi di interesse.

2.9. Definizione degli output

*CONTROL_TERMINATION (1)						
1	ENDTIM	ENDCYC	DTMIN	ENDENG	ENDMAS	NOSOL
	0.2000000	0	0.0	0.0	0.0	0

Figura 2.12: Keyword CONTROL_TERMINATION.

2.9 Definizione degli output

Uno degli aspetti importanti delle simulazioni dei modelli ad elementi finiti è quello della definizione dei dati che devono essere analizzati al termine dei calcoli (output).

All'interno della keyword DATABASE_ASCII_option occorre specificare i risultati che dovranno essere registrati durante lo svolgimento dei calcoli e l'intervallo di tempo (DT) tra i dati.

Alcune grandezze che possono interessare l'analisi di un urto di un veicolo sono le forze su particolari sezioni di un componente, le accelerazioni in determinate posizioni del veicolo o le energie assorbite da alcune parti o set di componenti dopo la deformazione per ipotizzare gli effetti dell'urto sui passeggeri.

Il valore del DT deve essere sufficientemente piccolo in modo da valutare le variazioni delle grandezze da misurare nel tempo, ma non eccessivamente piccolo, perché richiederebbe quantità di memoria elevate.

Gli output che sono stati utilizzati per valutare gli effetti sull'automobile durante l'urto con la barriera rigida sono: GLSTAT, MATSUM, NODOUT e RWFORC.

GLSTAT

Questo output restituisce dati relativi al sistema globale, senza distinzione tra i singoli componenti.

I dati che vengono raccolti da GLSTAT sono di diversa natura e riguardano principalmente le diverse componenti di energia (cinetica, interna, quella assorbita da elementi elastici e viscosi e relativa all'attrito [7]), la massa aggiunta e il timestep.

Il timestep è l'intervallo di tempo che intercorre tra due istanti della simulazione e dipende dalla velocità del suono relativa materiale e dalle dimensioni degli elementi del modello. Il timestep, brevemente, è proporzionale alla dimensione dell'elemento e inversamente proporzionale alla radice quadrata della densità del materiale.

Durante la simulazione si ha la deformazione degli elementi e la loro dimensione potrebbe diminuire, andando a sua volta a ridurre il timestep e quindi ad allungare il tempo di calcolo totale. Per ridurre questo fenomeno, viene aumentata la densità del materiale nei punti interessati, aggiungendo volontariamente massa agli elementi che limitano il timestep.

Occorre che la massa aggiunta rimanga una piccola percentuale rispetto alla massa totale del modello per avere dei risultati attendibili, soprattutto per le prove dinamiche.

2.10. Analisi degli output

MATSUM

Questo output contiene le informazioni dell'energia, come nell'output precedente, ma relative ad ogni singola parte che compone il modello.

NODOUT

Questo output restituisce informazioni sullo spostamento, velocità, accelerazione, rotazioni, velocità angolare e accelerazione angolare relativi ad un nodo o ad un set di nodi. Queste componenti cinematiche relative a particolari posizioni all'interno del modello, ad esempio in prossimità della testa degli occupanti del veicolo, possono essere usate per analizzare le accelerazioni in punti specifici del veicolo, per valutare la pericolosità dell'urto per i passeggeri. Oppure possono essere utilizzati per valutare la deformazione di alcuni componenti, come le crash box, durante l'urto.

RWFORC

Questo output fornisce informazioni relative alla forza agente sui rigidwall, superfici indeformabili a cui possono essere imposte determinati spostamenti o velocità durante la simulazione.

I valori di forza sono restituiti nella direzione normale alla superficie e nelle tre direzioni cartesiane.

2.10 Analisi degli output

In questo paragrafo verranno studiati gli output presentati precedentemente, relativi alla simulazione dell'impatto frontale a 100% di overlap del modello della Toyota Yaris ad una velocità di 56.34 km/h.

2.10.1 GLSTAT

Le informazioni che possono essere estrapolate da questo output sono quelle relative all'energia cinetica posseduta dal veicolo e quella che riesce ad assorbire durante l'urto.

2.10. Analisi degli output

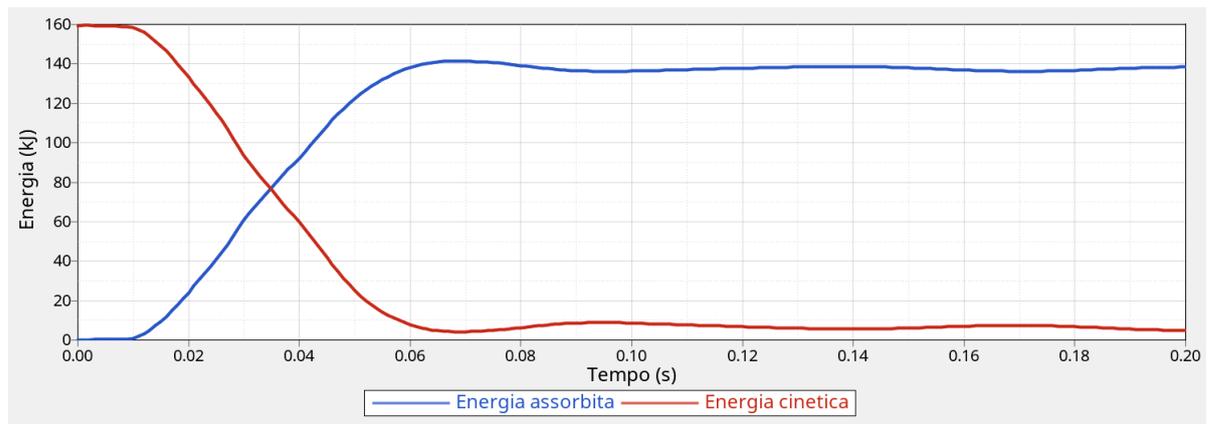


Figura 2.13: Energia assorbita ed energia cinetica del modello FEM.

Dal grafico è possibile osservare come durante l'impatto contro la barriera indeformabile il veicolo riduca rapidamente la propria energia cinetica fino ad un tempo di 0.065 secondi. Successivamente l'energia cinetica risale leggermente, ma la velocità ha direzione opposta. L'inversione della direzione della velocità è causata dal ritorno elastico del materiale, dopo aver essere stato compresso. Questo fenomeno è individuabile anche nella curva dell'energia assorbita. La curva raggiunge il picco di energia all'istante 0.065 secondi per poi decrescere, ovvero trasformando l'energia elastica accumulata dai componenti durante la deformazione in energia cinetica.

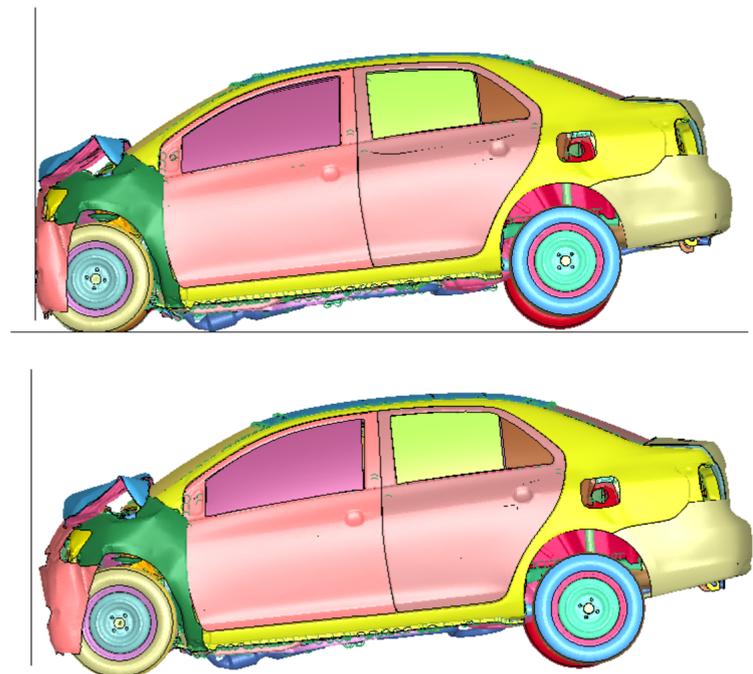


Figura 2.14: Distacco dell'automobile dal rigidwall a causa del ritorno elastico del materiale.

2.10.2 MATSUM

Questo output ha consentito di analizzare le energie assorbite dai componenti che compongono la parte frontale dell'automobile, quella interessata maggiormente nell'impatto.

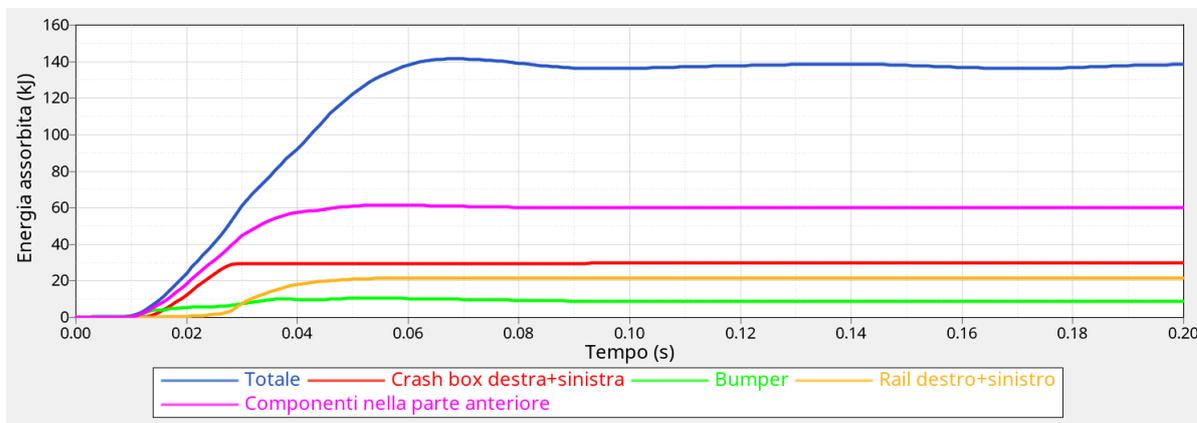


Figura 2.15: Energia assorbita dai componenti della parte frontale del veicolo

Analizzando i valori di energia assorbita dai vari componenti della parte frontale durante l'urto, si è potuto osservare che il bumper, le due crash box e i due longheroni assorbono 44% della energia totale assorbita dall'intero veicolo.

Un altro dato rilevante è quello dell'energia assorbita dalle due crash box frontali che corrisponde ad un 22% dell'energia cinetica dell'intero veicolo posseduta nell'istante iniziale.

2.10.3 NODOUT

Questo output ha consentito l'analisi della decelerazione subita dal veicolo durante l'urto e anche del suo spostamento nel tempo. Sono stati definiti 11 diversi accelerometri all'interno del modello per registrare questi dati e sono posizionati:

- 2 sul motore, uno sopra e uno sotto;
- 2 sul sedile del guidatore;
- 2 sul B pillar lato guidatore;
- 2 sul sedile del passeggero anteriore;
- 1 nel centro di massa del veicolo;
- 2 sui sedili posteriori.

Gli accelerometri sono stati modellizzati come dei cubi vincolati al veicolo grazie a CNRB. I cubi sono stati definiti come ELEMENT_SOLID e ad essi è stato associato un materiale con comportamento solamente elastico.

2.10. Analisi degli output



Figura 2.16: Posizione dell'ELEMENT_SOLID per il calcolo dell'accelerazione nel centro di massa del veicolo.

Per poter registrare i dati cinematici durante la simulazione, sono stati definiti dei ELEMENT_SEATBELT_ACCELEROMETER per ogni ELEMENT_SOLID, nei quali devono essere definiti 3 nodi corrispondenti ai vertici del cubo che individuano la posizione e la terna cartesiana di riferimento per la valutazione degli output.

*ELEMENT_SEATBELT_ACCELEROMETER (11)							
1	SBACID	NID1	NID2	NID3	IGRAV	INTOPT	MASS
	5000001	5000390	5000389	5000387	0	0	0.0

Figura 2.17: Keyword ELEMENT_SEATBELT_ACCELEROMETER [?].

Di seguito sono riportate la curva di accelerazione registrate dall'accelerometro posizionato nel centro di massa dell'automobile e quella filtrata con un SAE a 180 Hz.

2.10. Analisi degli output

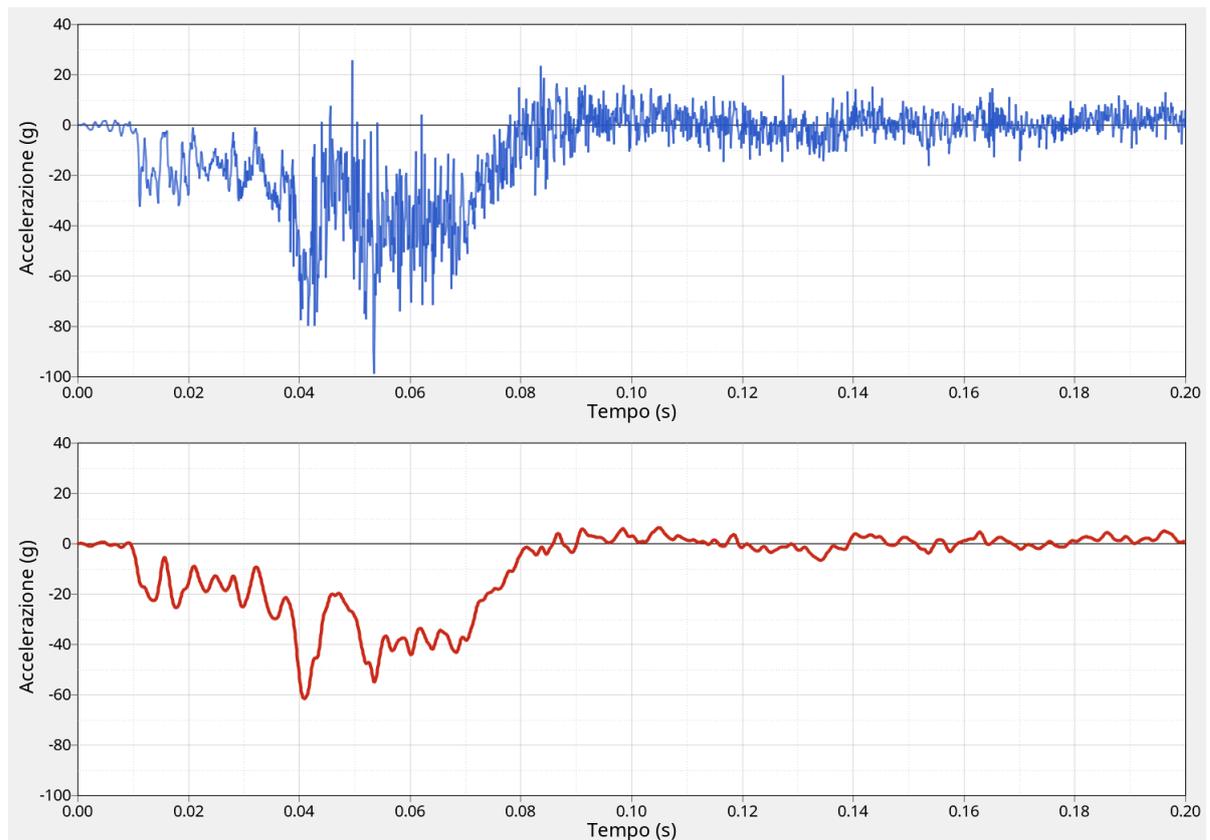


Figura 2.18: Accelerazione registrata nel centro di massa non filtrata (sopra) e filtrata a 180 Hz (sotto).

Le curve relative alla decelerazione presenti in questo lavoro sono state filtrate tutte a 180 Hz per poter essere lette. La necessità del filtraggio è data dalle forti oscillazioni delle accelerazioni registrate durante la simulazione.

È possibile osservare valori molto elevati di decelerazione nella prima metà della simulazione, quando il veicolo subisce un rallentamento improvviso a causa del contatto con il rigidwall. Il valore massimo che si può osservare è pari a 60 g all'istante di 0.041 s. Dopo 0.08 s il veicolo termina la fase di decelerazione e il valore dell'accelerazione oscilla intorno al valore di 0 g.

2.10. Analisi degli output

2.10.4 RWFORC

Questo output consente di valutare le forze misurate sul rigidwall che modella la presenza di una barriera indeformabile.

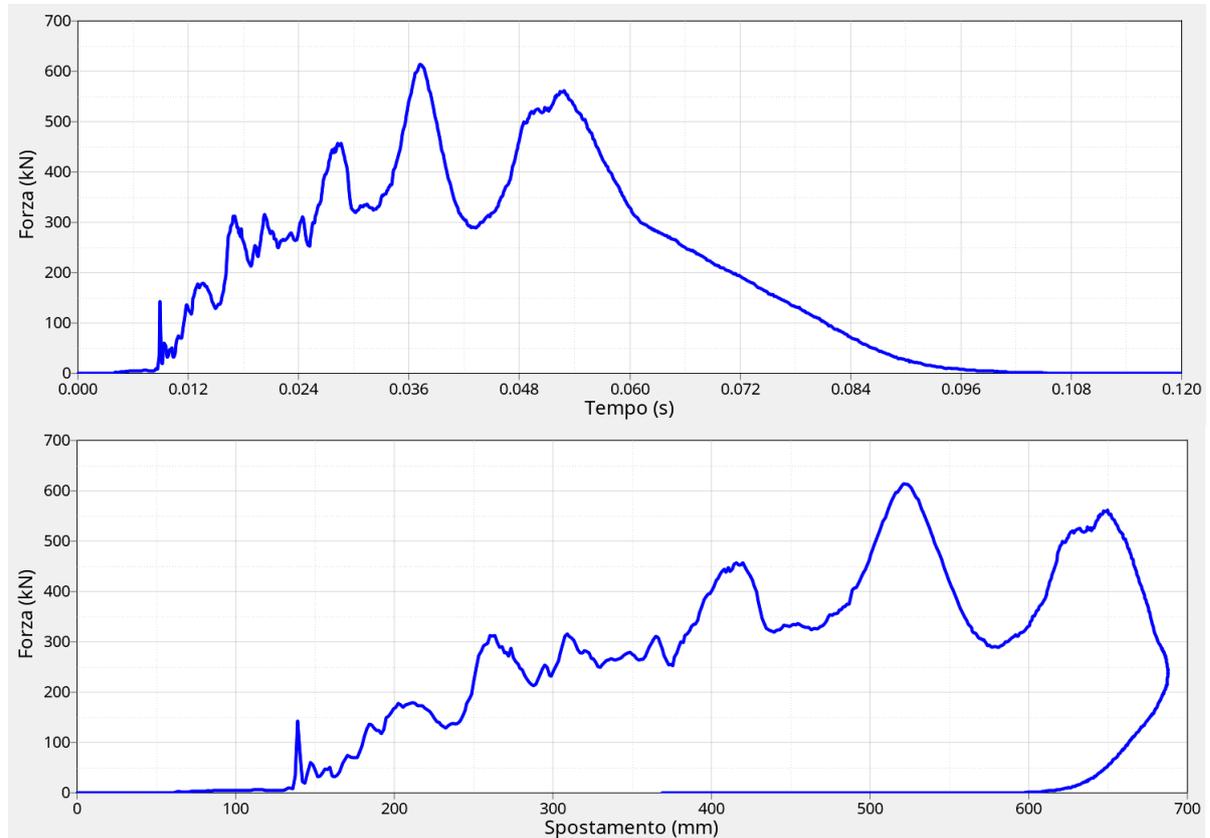


Figura 2.19: Forza misurata sul rigidwall rispetto al tempo (sopra) e rispetto allo spostamento del CG (sotto).

I diagrammi riportano i valori di forza misurati sul rigidwall rispetto al tempo e rispetto allo spostamento del centro di gravità del veicolo. Nel primo diagramma si può osservare come nella curva siano presenti numerosi picchi, con un massimo di 600 kN. Dopo 0.053 secondi, la curva decresce fino ad annullarsi quando la vettura si allontana dalla superficie indeformabile. Il distacco dell'automobile dal rigidwall è visibile sul secondo diagramma quando la forza e lo spostamento diminuiscono contemporaneamente. Dopo essersi staccato dalla superficie, il veicolo ritorna indietro a causa del ritorno elastico del materiale dopo essersi deformato.

2.11 Zona anteriore del veicolo

La parte anteriore del veicolo è di fondamentale importanza per l'assorbimento dell'energia cinetica dell'automobile durante un impatto frontale. È composta essenzialmente da un paraurti (bumper), alle sue estremità troviamo due crash box che fungono da collegamento tra il bumper e i longheroni del telaio dell'autovettura.

Questi componenti devono assorbire la maggior parte dell'energia, in modo tale da ridurre al minimo gli effetti sui passeggeri e ciò avviene per deformazione plastica delle parti che compongono questa struttura.

La sostituzione delle due crash box comporta l'analisi della parte frontale del veicolo e quindi: un'investigazione dei materiali, dei vincoli per l'assemblaggio della struttura e del volume disponibile per l'inserimento delle crash box a struttura Origami in materiale composito.

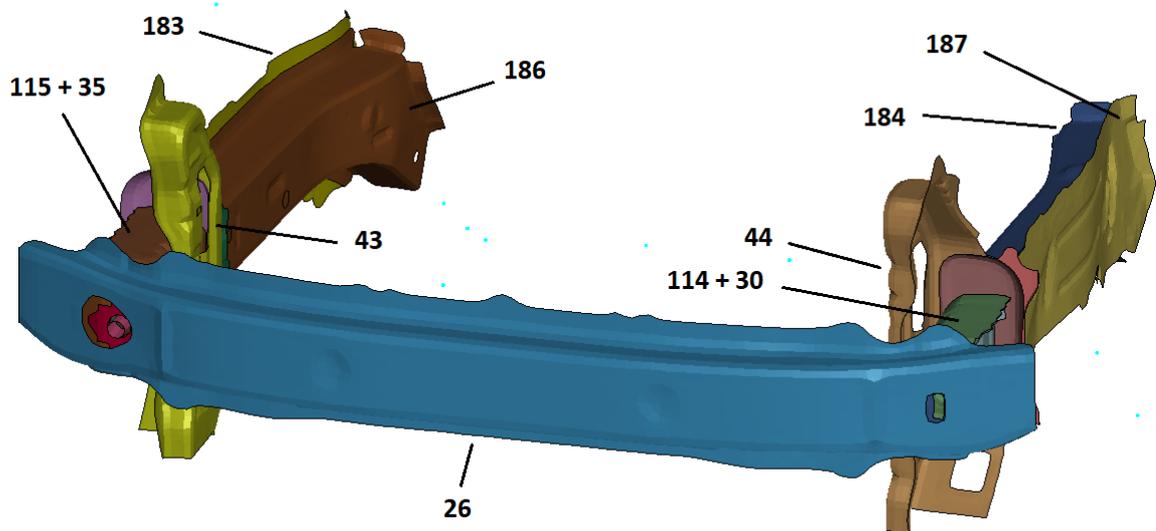


Figura 2.20: Componenti relativi alla parte frontale del veicolo.

2.11.1 Componenti

Il primo componente che impatta e che si deforma è il paraurti della carrozzeria dell'automobile in materiale plastico. La restante parte dei componenti che devono assorbire l'energia durante l'impatto è realizzato in acciaio, con spessori che differiscono tra i componenti. Nella tabella sottostante sono riportati i nomi dei componenti presenti nel modello con il rispettivo spessore e il numero identificativo.

N°	Nome	Spessore (mm)
Paraurti		
2	bumperplastic	2.410
26	bumper	2.340
Lato sinistro		
30	framefrontL	1.300
31	framfrontcapL	1.400
112	raillowerplateleft	0.731
113	raillowerconnectorL	3.845
114	raillowerrouterL	1.889
177	railfrontconnector	1.648
184	railinner	1.869
187	railouter	1.673
Lato destro		
32	frameforntcapR	2.390
33	frameforntcapRpost	2.990
34	framefrontcapRbrkt	2.140
35	framefrontR	1.290
43	radiatorframeR	0.889
108	railowerplateR	0.720
115	railowerrouterR	1.889
116	railowerconnectorR	4.229
179	radiatorframebrkt2	2.350
180	Radiatorframebrkt3	2.350
183	railouterR	1.673
186	railinnerR	1.836
337	framefrontcapRpostbase	2.990
338	railfrontconnector	1.648

Tabella 2.2: Componenti relativi alla parte frontale del veicolo.

2.11.2 Assemblaggio dei componenti

Il paraurti plastico è vincolato al telaio del radiatore tramite 3 CNRB nella parte inferiore ed altrettanti nella parte superiore.

Posteriormente è situato il bumper che grazie a 6 CNRB si vincola alla parte frontale delle due crash box e con altri 4 è legato a due staffe verticali che compongono il telaio del radiatore.

Le crash box si posizionano tra il bumper e i due longheroni anteriori e verranno analizzate nel dettaglio nel paragrafo successivo.

Alla base delle crash box è posizionata una piastra di forma rettangolare che si vincola poi all'estremità dei longheroni grazie a 2 CNRB per ogni piastra.

Capitolo 3

Crash box originale

Le due crash box frontali della Toyota Yaris sono state analizzate per apprendere la loro geometria, le modalità costruttive e i vincoli con il resto dei componenti del veicolo. Queste informazioni sono fondamentali per poter realizzare le crash box a struttura Origami in materiale composito che andranno a sostituire quelle esistenti.

Le parti che compongono le crash box originali sono realizzate in acciaio da lamiera opportunamente sagomate e con spessori differenti, riportati nella Tabella 2.2. Dal modello si possono riconoscere 3 diversi parti che compongono le crash box: un corpo centrale, una piastra frontale e una piastra posteriore.



Figura 3.1: Crash box presente sul lato destro del veicolo (sinistra) e crash box relativa al lato sinistro (destra).

3.1 Corpo centrale

Il corpo centrale è una struttura a sezione rettangolare le cui dimensioni variano lungo il suo asse realizzate da due diverse parti, una a forma di C con spessore maggiore e una seconda parte che chiude la sezione con spessore minore. Sul corpo centrale sono presenti delle pieghe che riducono la rigidità del componente, diminuendo la forza necessaria alla sua deformazione e di conseguenza anche quella trasmessa alla parte posteriore del veicolo, limitando in questo modo i danni e i rischi per i passeggeri del veicolo. Questo rappresenta uno degli aspetti più importanti di una crash box.

L'assemblaggio tra le due parti è stato realizzato inserendo 14 ELEMENT_BEAM per ogni crash box per vincolare coppie di elementi appartenenti ai due diversi componenti e modellano le saldature a punti presenti nel veicolo reale. Agli ELEMENT_BEAM viene associata la keyword MAT_SPOTWELD, la quale contiene le tensioni di rottura delle saldature. Se un ELEMENT_BEAM supera questo valore, si ha la sua eliminazione e la separazione delle parti che compongono la crash box in quel punto.

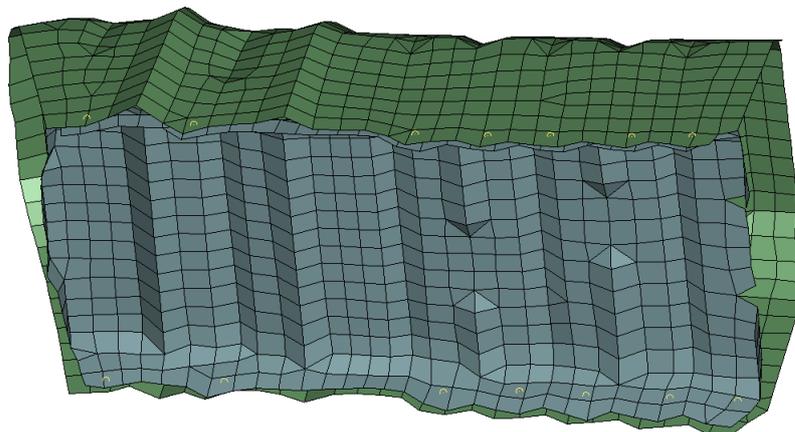


Figura 3.2: Corpo centrale della crash box con i relativi ELEMENT_BEAM (in giallo).

3.2 Piastre frontali e posteriori

Le due piastre, frontale e posteriore, hanno la funzione di vincolare il corpo centrale rispettivamente al bumper e al longherone. L'unione tra le piastre e il corpo centrale è definito con i CSPOT.

Questo vincolo consente di legare una coppia di nodi non contigui tra loro appartenenti a due componenti differenti ed eventualmente possono essere definite le tensioni massime sopportabili dal vincolo (non è il caso del modello della Yaris).

La prima caratteristica che appare evidente è la diversità tra la crash box sinistra e quella destra nella composizione delle piastre frontali che consentono il collegamento con

3.3. Analisi della deformazione della crash box all'interno del modello

il bumper. Quella relativa al lato sinistro è realizzata in un solo componente, mentre sul lato destro, oltre alla piastra frontale, sono presenti altri 3 componenti per poter vincolare la crash box al bumper. Il collegamento con i longheroni è identico per entrambi i lati. Dal modello è possibile valutare la quantità e la posizione dei CSPOT presenti. Per la crash box sinistra:

- La piastra posteriore sinistra (raillowerconnectorL) è vincolata al corpo centrale della crash box con 13 CSPOT;
- La piastra frontale sinistra (framefrontcapL) è vincolata al corpo centrale della crash box con 10 CSPOT.

Per la crash box destra:

- La piastra posteriore destra (raillowerconnectorR) è vincolata al corpo centrale della crash box con 15 CSPOT;
- La piastra frontale destra (framefrontcapR) è vincolata al corpo centrale della crash box con 13 CSPOT;
- Il frameforntcapRpost è vincolato alla piastra frontale destra con 4 CSPOT;
- Il framefrontcapRbrkt è vincolato alla piastra frontale destra con 2 CSPOT;
- Il framefrontcapRpostbase è vincolato alla piastra frontale destra con 8 CSPOT.

3.3 Analisi della deformazione della crash box all'interno del modello

Dopo aver analizzato la costruzione delle crash box frontali, è importante osservare come si deformano all'interno del modello con le condizioni iniziali descritte precedentemente. L'attenzione è stata posta sul modo di comprimersi durante l'urto e sulla differenza di comportamento che si verifica tra lato destro e lato sinistro.

Il modo di deformarsi della crash box durante l'impatto del veicolo con la barriera indeformabile con 100% di overlap è stato analizzato per poter replicare le stesse condizioni nella prova a compressione della sola crash box per avere i valori di riferimento da confrontare con i nuovi componenti.

3.3. Analisi della deformazione della crash box all'interno del modello

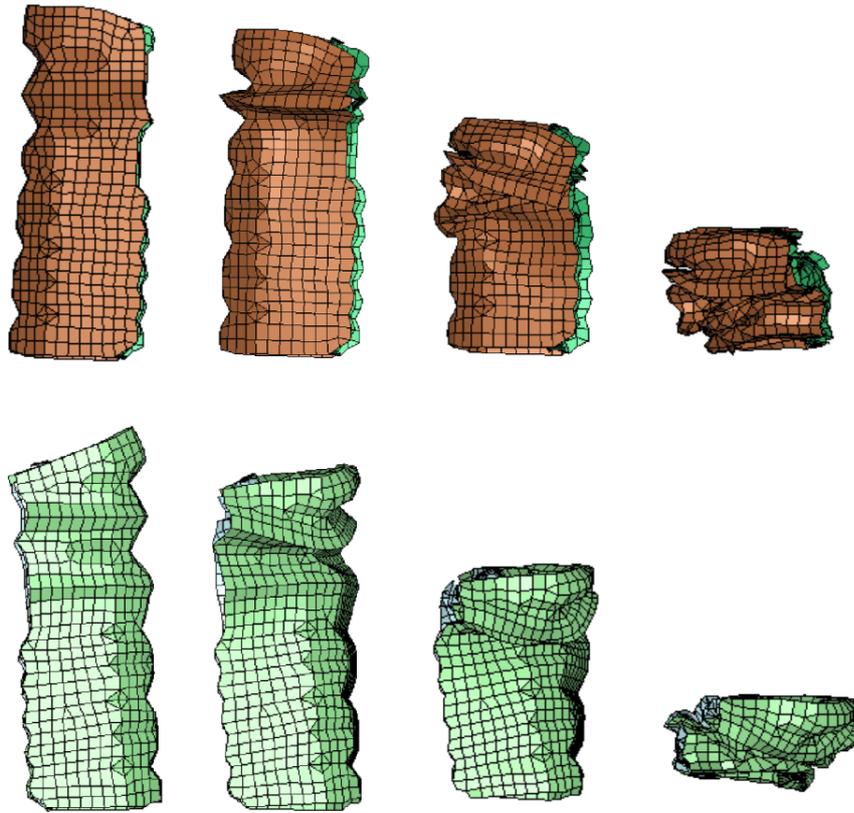


Figura 3.3: Evoluzione della deformazione della crash box destra (in alto) e sinistra (in basso) all'interno del veicolo.

È possibile osservare che nell'impatto del veicolo nella condizione di 100% di overlap si ha una deformazione prevalentemente assiale della crash box e solo negli istanti finali è presente una componente flessionale che allontana la faccia superiore dal suo asse.

La geometria della crash box permette una sua deformazione progressiva, dalla parte frontale fino alla sua base.

Esso è dovuto dalla presenza delle pieghe che fungono da trigger sotto l'azione di una forza lungo l'asse e sono quindi le prime strutture che collasseranno e consentono una deformazione stabile e progressiva.

Le ondulazioni permettono un modo di deformarsi controllato della crash box, facendola ripiegare tutta su sé stessa con deformazione plastica e consentono quindi di assorbire la maggior quantità di energia durante l'urto del veicolo con la barriera.

Una caratteristica che influenza il modo di deformarsi è la posizione delle saldature, modellizzate con gli ELEMENT_BEAM, tra le due parti del corpo centrale della crash box. È possibile notare che nella parte frontale del componente sono presenti due coppie di saldature che sono più distanti rispetto a quelle alla base, rendendo la struttura meno rigida

3.4. Compressione assiale della crash box

e agevolando quindi la sua deformazione. Nella zona prossima alla base sono presenti 5 coppie di saldature poste ad una distanza più ravvicinata, garantendo una maggiore rigidità al sistema. In questo modo questa parte della crash box si deforma solo dopo la parte frontale.

La crash box destra e sinistra presentano qualche differenza nel modo di deformarsi. Nel secondo istante presente nell'immagine è possibile osservare che la parte frontale della crash box sinistra ruota leggermente intorno alla prima piega, mentre quella di destra ha una compressione solo assiale. Al termine della deformazione si può osservare che la crash box di sinistra si comprime maggiormente. Questa differenza è dovuta ad una costruzione non simmetrica del veicolo che causa una rigidità diversa tra lato destro e sinistro. La differenza maggiore è data dalla presenza del motore sul lato destro che rende la struttura più rigida e comporta una diversa deformazione del bumper. Il bumper tende a traslare sul lato sinistro, essendo la struttura meno rigida su quel lato. Le crash box sono vincolate rigidamente ad esso e quindi seguono il suo movimento. Questa differenza sarà più evidente a fine lavoro quando verrà svolta una prova a velocità inferiore.

3.4 Compressione assiale della crash box

La deformazione della crash box nell'impatto frontale e il modo di interagire con gli altri componenti all'interno del modello sono le informazioni a disposizione per definire la modalità di svolgimento della prova di compressione della sola crash box.

La fase iniziale consiste nell'isolare la crash box dal resto del veicolo e nell'eliminare i vincoli del componente con il resto delle parti per definirne di nuovi in base alla prova che si vuole effettuare.

La crash box è vincolata alla base grazie ai CSPOT alla piastra posteriore e per riprodurre la stessa tipologia di legame è stato definito un BOUNDARY_SPC_SET.

Il BOUNDARY_SPC_SET definisce le condizioni di vincolo di un set di nodi e in questo caso sono state impedito le traslazioni del set di nodi nelle 3 direzioni e sono state lasciate libere le 3 rotazioni intorno ai 3 assi.

La compressione della crash box nel test di compressione è imposta da un RIGIDWALL_GEOMETRICAL_MOTION. Esso corrisponde ad una superficie piana indeformabile con una determinata curva di spostamento o di velocità nel tempo. La prova di compressione è stata svolta ad una velocità costante nel tempo di 16 km/h con direzione della velocità parallela all'asse della crash box. Questo valore di velocità è quello definito dalla normativa per gli impatti a bassa velocità e verrà utilizzato nell'intera analisi delle crash box originali e a struttura Origami. La normale del rigidwall è parallela alla direzione della velocità.

Viene definito un coefficiente di attrito tra la superficie e gli elementi della crash box, pari a 0,15.

La simulazione è stata fatta terminare alla massima compressione possibile della crash

3.4. Compressione assiale della crash box

box per valutare la massima energia che è in grado di assorbire nella sua deformazione. È importante non eccedere con la deformazione per non comprimere in modo innaturale il componente ed ottenere risultati inesatti.

Dalla simulazione con le condizioni descritte precedentemente, la crash box si è deformata nella modalità presentata nell'immagine sottostante.

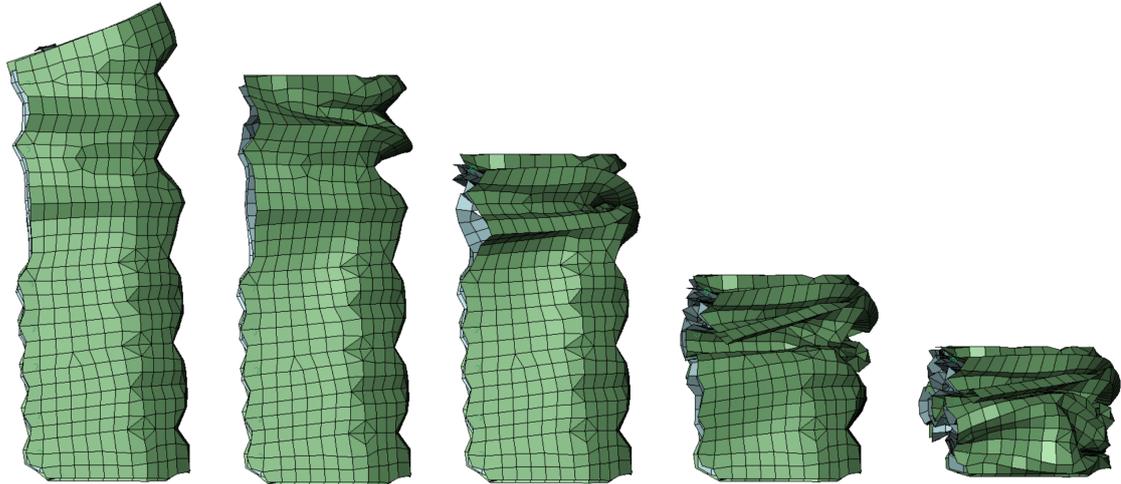


Figura 3.4: Evoluzione della deformazione della crash box nel test di compressione con rigidwall perpendicolare all'asse del componente.

La crash box subisce una deformazione completamente assiale, simile a quella che si verifica nell'impatto a 100% di overlap del modello completo. In una fase iniziale, la compressione della crash box causa una deformazione con l'apertura delle pieghe di grande dimensione presenti nella parte frontale, mentre nella fase successiva si ha un accartocciamento della crash box con pieghe di dimensione ridotta.

Il diverso modo di deformarsi è dovuto dalle diverse rigidità della crash box lungo il suo asse analizzate precedentemente.

La simulazione fornisce i valori della forza necessaria alla superficie indeformabile per deformare la crash box per la durata della prova, nelle tre direzioni cartesiane e nella direzione ortogonale al rigidwall. Integrando la forza nello spostamento del rigidwall è possibile valutare l'energia assorbita dalla crash box nel deformarsi.

3.4. Compressione assiale della crash box

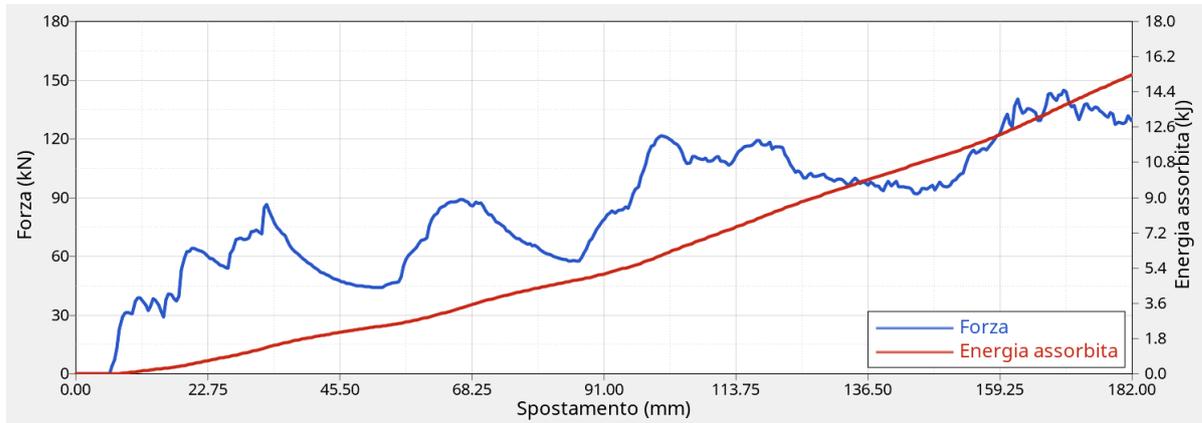


Figura 3.5: Curve di forza ed energia assorbita registrate durante il test di compressione.

La forza raggiunge un primo picco di 86,6 kN dopo una compressione di 33 mm, segue un secondo picco di 88,8 kN intorno ai 66 mm di corsa del rigidwall. Nella fase finale della deformazione si raggiunge il massimo di valori di forza pari a 150 kN.

Molti studi hanno evidenziato come la presenza di un picco di forza, con conseguente incremento della decelerazione del veicolo, possano avere conseguenze sulla salute degli occupanti, provocando lesioni al collo a lungo termine. Per questo motivo è necessario limitare i picchi di forza durante l'urto.

La curva dell'energia è ottenuta integrando quella della forza rispetto allo spostamento del rigidwall, ha un andamento lineare e raggiunge il valore di 15,2 kJ.

$$EI = \int_0^{s_0} F \cdot ds$$

Dove s rappresenta lo spostamento del rigidwall nella direzione dell'asse della crash box. I valori del primo picco e dell'energia assorbita sono importanti per poter confrontare le performance della crash box originale con quella a struttura Origami.

Un terzo parametro utile nel paragonare le due tipologie di crash box è quello dello Specific Energy Absorption (SEA), ovvero l'energia assorbita per unità di massa e valuta la capacità di un determinato materiale e di una certa geometria di disperdere energia deformandosi.

$$SEA = \frac{EI}{M}$$

Dove M rappresenta la massa della crash box.

Il corpo centrale della crash box pesa 1,05 kg ed il SEA è pari a 14,5 kJ/kg.

3.4. Compressione assiale della crash box

Questi parametri verranno utilizzati come valori di riferimento per valutare le prestazioni delle diverse configurazioni a struttura Origami e successivamente scegliere quella più efficiente da inserire nel modello della Toyota Yaris per sostituire quella in acciaio.

Risultati della compressione della crash box originale	
Primo picco (kN)	86.6
Energia assorbita (kJ)	15.2
Massa (kg)	1.05
SEA (kJ/kg)	14.5

Tabella 3.1: Risultati del test di compressione della crash box originale con rigidwall perpendicolare all'asse del componente.

Capitolo 4

Moduli in materiale composito a struttura Origami

Le nuove crash box che andranno a sostituire quelle attualmente presenti nella Toyota Yaris sono differenti sia nella geometria che nel materiale.

La loro struttura è Origami ed è stata recentemente studiata come applicazione nell'assorbimento dell'energia, perché la sua forma consente una specifica deformazione, caratterizzata da un picco di forza iniziale basso e in alcuni casi da un'alta energia assorbita. La presenza delle pieghe facilita l'inizializzazione della deformazione e di conseguenza una riduzione del picco di forza.

Un vantaggio nell'adottare questa tipologia di struttura è di poter prevedere la modalità di deformazione sotto l'azione di una forza esterna, infatti il collasso della struttura segue prevalentemente le pieghe caratteristiche dell'Origami. Nelle strutture a tubolare convenzionali è difficile prevedere quella deformazione e per questo motivo si inseriscono degli elementi che permettono di controllare il processo di assorbimento di energia.

Nelle strutture Origami, gli spigoli ripiegati hanno la funzione di trigger, ovvero di deformarsi per primi nell'applicazione di un carico esterno e quindi consentono di poter controllare e predire la deformazione di tutta la struttura.

La costruzione delle nuove crash box che andranno a sostituire quelle già presenti nel modello della Toyota Yaris, è un processo complesso che deve essere affrontato gradualmente. Lo scopo è quello di definire la configurazione ottimale di moduli che comporranno la crash box, ovvero quella che assorbe la maggior quantità di energia e nel modo più efficiente possibile.

Il processo è composto da differenti fasi:

- Determinazione dei parametri del materiale in composito all'interno del modello numerico;
- Costruzione ed analisi dei singoli moduli al variare dei parametri geometrici;

4.1. *Struttura Origami*

- Costruzione di alcune configurazioni di crash box;
- Analisi dei risultati delle simulazioni delle crash box;
- Ottimizzazione della configurazione più efficiente;
- Inserimento della crash box nel veicolo.

4.1 **Struttura Origami**

La struttura Origami richiama un'antica arte giapponese nella quale vengono opportunamente piegati dei fogli di carta per ottenere modelli dalle forme intricate [14]. Il termine Origami accostato alle crash box indica l'operazione di produzione di questo componente da un foglio di un determinato materiale piegato con in modo da ottenere una struttura tubolare.

La struttura elementare per la costruzione del tubolare è il modulo o unità singola, per ottenere una crash box completa vengono impilate questi singoli moduli per raggiungere le dimensioni volute.

La dimensione della ripiegatura consente di realizzare la crash box da un foglio piano, piegato progressivamente e unito nelle estremità libere, senza necessità di essere allungato. In altre parole, il perimetro della sezione che si ottiene intercettando la struttura con un piano perpendicolare al proprio asse è costante lungo tutta la crash box.

Le pieghe della struttura Origami sono di due tipi, verso l'interno oppure verso l'esterno. Le prime sono schematizzate con una linea tratteggiata, mentre le seconde con una linea continua spessa.

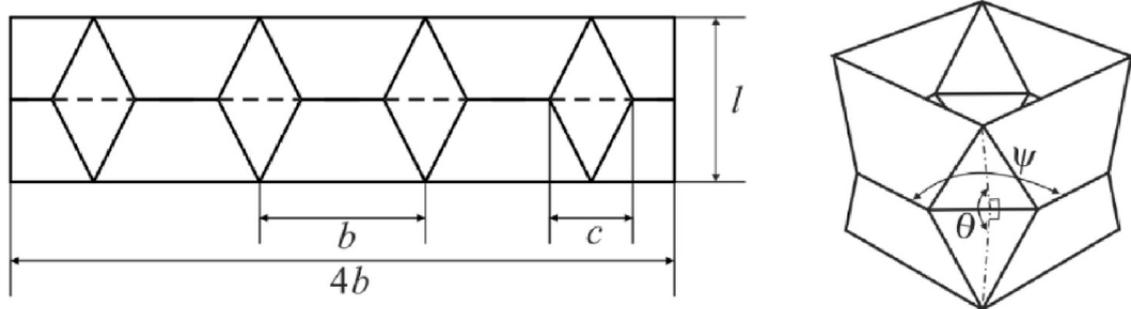


Figura 4.1: Schema delle dimensioni caratteristiche di un modulo Origami a sezione quadrata [16].

La modalità con cui viene piegata la superficie definisce la sezione base del tubolare e nel caso in studio sarà una sezione quadrata.

4.2. Confronto della deformazione tra struttura Origami e tubolare convenzionale

La struttura è caratterizzata da 3 parametri:

- b: lato della sezione quadrata;
- c: larghezza dello spigolo ripiegato;
- l: altezza del modulo.

La relazione che correla l'angolo di spigolo ψ e l'angolo di diedro dello spigolo ripiegato θ è la seguente:

$$\psi = \pi - 4 \arctan \left(\frac{l}{c} \cos \frac{\theta}{2} \right)$$

Nel caso in studio la sezione è quadrata e quindi $\psi = \pi/2$ e l'equazione è riducibile a:

$$\theta = 2 \arccos \left[(\sqrt{2} - 1) \frac{c}{l} \right]$$

Rispettando questo angolo, è possibile costruire il modulo Origami da una superficie piana rettangolare, senza la necessità di allungare il foglio per realizzare gli spigoli ripiegati.

4.2 Confronto della deformazione tra struttura Origami e tubolare convenzionale

Le strutture tubolari convenzionali e Origami presentano diverse modalità di deformazione sotto l'azione di un carico di compressione diretto secondo il proprio asse.

Le strutture convenzionali presentano principalmente tre differenti meccanismi di deformazione [14]:

- modalità simmetrica ed estensionale della linea di cerniera plastica fissa;
- modalità simmetrica della linea di cerniera plastica mobile;
- modalità estensione circonferenziale.

Quest'ultima modalità di deformazione è molto efficiente nell'assorbire energia durante la deformazione del tubolare, ma difficile da attivare perché le superfici sottili tendono maggiormente a flettersi piuttosto che stirarsi.

Il secondo modo di deformarsi assorbe due terzi dell'energia di deformazione di un tubolare a sezione quadrata nella modalità simmetrica. Un paio di linee di deformazione di questa modalità si presentano su ogni spigolo della struttura, sono le linee di cerniera plastica mobile e sono rappresentate nella figura seguente con le linee tratteggiate.

4.3. Materiale per la crash box a struttura Origami

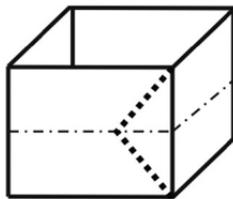


Figura 4.2: Modalità di deformazione simmetrica della linea di cerniera plastica [14].

Essendo la modalità di deformazione che assorbe la maggior parte di energia, l'aumento di queste linee nella struttura Origami dovrebbe consentire una maggiore capacità di assorbire energia al tubolare. Aggiungendo un altro paio di linee di cerniera plastica mobile per ogni spigolo si ottiene la struttura Origami.

Queste linee diventano linee di cerniera mobile durante la deformazione del modulo. Infatti, durante la compressione del modulo, l'altezza del modulo si riduce causando una diminuzione dell'angolo α . In questo modo le facce del lobo si avvicinano e le linee di cerniera mobile lavorano e assorbono energia. Questo rappresenta il principale modo di assorbire energia per una struttura Origami.

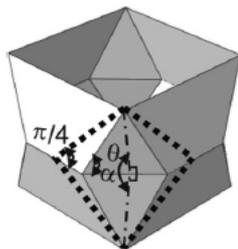


Figura 4.3: Movimento degli spigoli di una struttura Origami durante la deformazione [14].

4.3 Materiale per la crash box a struttura Origami

La nuova crash box Origami è stata progettata per essere realizzata in materiale composito. Il composito è un materiale che si ottiene dall'unione di materiali di diversa natura, le cui proprietà meccaniche dipendono da quelle dei suoi costituenti e dalla loro disposizione [17]. I costituenti si dividono principalmente in due categorie: componente di rinforzo e matrice.

Il componente di rinforzo può essere una fibra o particelle inserite nella matrice, entrambi con elevate proprietà meccaniche in termini di resistenza e rigidità. Le fibre sono filamenti molto sottili di lunghezza variabile con elevate proprietà meccaniche. Le fibre possono essere disposte lungo un'unica direzione (materiale unidirezionale) oppure lungo due direzioni (materiale bidirezionale). I materiali più utilizzati per le fibre sono il carbonio, il vetro, l'aramide e il boro.

4.3. Materiale per la crash box a struttura Origami

La matrice ha lo scopo di mantenere le fibre nella posizione predefinita e di trasferire il carico tra le fibre. I materiali più utilizzati per le matrici sono i polimeri e i metalli. Una delle caratteristiche principali di questa tipologia di materiale è l'elevata resistenza specifica, ovvero la resistenza ai carichi per unità di massa. I compositi presentano prevalentemente un comportamento elastico, quindi non presentano snervamento ma il limite è rappresentato dalla rottura. Inoltre, presentano un'elevata resistenza alla fatica e sono resistenti alla corrosione. Uno degli svantaggi è l'invecchiamento che subiscono sotto l'effetto di umidità e calore.

Il meccanismo di rottura di un materiale composito è prevalentemente progressivo e se si verifica la rottura di una parte delle fibre o di una lamina, la parte intatta dovrà resistere ad un maggior carico, ma continuerà a lavorare.

Il materiale utilizzato per la progettazione della nuova crash box è il XPREG XC130, materiale disponibile commercialmente. È costituito da fibra di carbonio intrecciata twill 2x2 pre-impregnata con matrice di resina epossidica. La disposizione delle fibre rende il materiale bidirezionale e ortotropo, ovvero le sue proprietà meccaniche differiscono nelle tre direzioni ortogonali, due appartenenti alle direzioni delle fibre e la terza nella direzione dello spessore.

Il materiale è venduto in layer dello spessore 0,45 mm ciascuno e per la realizzazione di componenti essi vengono sovrapposti uno sull'altro.

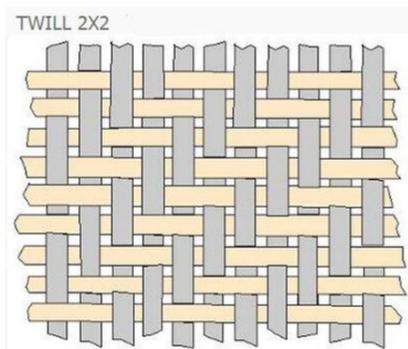


Figura 4.4: Intreccio TWILL 2X2 del materiale commerciale XPREG XC130 [17].

4.3. Materiale per la crash box a struttura Origami

Le proprietà meccaniche di questo materiale sono disponibili in letteratura [18] e sono state valutate da prove sperimentali a trazione, a compressione, a taglio ed a impatto.

Simbolo	Proprietà meccanica	Valore	
RO	Densità	1.45	Kg/m ³
EA	Modulo di Young in direzione longitudinale	58	GPa
EB	Modulo di Young in direzione trasversale	58	GPa
PRBA	Coefficiente di Poisson	0.12	
GAB	Modulo di taglio AB	3.9	GPa
GBC	Modulo di taglio BC	1.95	GPa
GCA	Modulo di taglio CA	3.9	GPa
DFAILT	Deformazione massima a trazione	0.0072	
DFAILC	Deformazione massima a compressione	-0.096	
XC	Carico di rottura a compressione in direzione longitudinale (fibre)	453	MPa
XT	Carico di rottura a trazione in direzione longitudinale	439	MPa
YC	Carico di rottura a compressione in direzione trasversale (matrice)	453	MPa
YT	Carico di rottura a trazione in direzione trasversale	439	MPa
SC	Carico di rottura a taglio	71.2	MPa

Tabella 4.1: Proprietà meccaniche del materiale composito.

Il materiale composito in esame può essere modellizzato su LS-DYNA con la Keyword MAT54 “Enhanced Composite Damage”, specifica per laminati ortotropi unidirezionali, ma con dovuti accorgimenti è possibile adattarla ad un materiale bidirezionale, come riportato in recenti studi [18]. In particolare, sono state sovrapposte lamine unidirezionali orientate alternativamente in direzioni tra loro perpendicolari per ovviare il problema e ottenere il comportamento di un materiale bidirezionale.

Le modalità di rottura presenti in un materiale composito sono molteplici e possono verificarsi anche contemporaneamente. Considerarle tutte in una singola analisi risulta difficile e dispendiosa a livello computazionale.

Il MAT54 utilizza due criteri per valutare la rottura delle singole lamine e sono: criterio di massima deformazione e il criterio Chang-Chang [19]. Quando si verificano le condizioni di rottura di un layer e quindi un primo danneggiamento del materiale, c'è il meccanismo di propagazione della rottura con la quale vengono ridotte le proprietà meccaniche del materiale intatto utilizzando un modello di rottura progressivo (PFM). Il PFM si basa sulla riduzione dei layer del laminato per degradare le proprietà del materiale e l'elemento

4.3. Materiale per la crash box a struttura Origami

si eliminerà quando tutte le lamine raggiungeranno le condizioni di rottura.

Nel primo criterio si raggiunge la rottura dei layer quando la loro deformazione nelle direzioni ortotrope supera i valori limite determinati sperimentalmente.

Le proprietà del materiale sono definite secondo le direzioni delle fibre: la direzione 1 è quella longitudinale (fibre) e la 2 quella trasversale (matrice).

Le leggi che legano le deformazioni longitudinali (ϵ_1), trasversali (ϵ_2) e di taglio (ϵ_{12}) alle tensioni sono:

$$\epsilon_1 = \frac{1}{E_1} (\sigma_1 - \nu_{12}\sigma_2)$$

$$\epsilon_2 = \frac{1}{E_2} (\sigma_2 - \nu_{21}\sigma_1)$$

$$2\epsilon_{12} = \frac{1}{G_{12}} \tau_{12} + \sigma \tau_{12}^3$$

Si raggiunge la rottura del layer quando i valori di deformazione appena presentati superano i valori limite:

- DFAILT: deformazione massima delle fibre a trazione;
- DFAILC: deformazione massima delle fibre a compressione;
- DFAILM: deformazione massima della matrice a trazione e compressione.

Il secondo criterio è quello Chang-Chang nel quale vengono valutate le rotture dei singoli layer in base ai valori di tensione raggiunti andando a calcolare le *history variables* (e_f , e_c , e_m ed e_d) per la compressione e trazione nelle direzioni 1 e 2. Esse vengono calcolate per ogni layer di ogni elemento e se il loro valore è maggiore o uguale ad 1, si raggiunge la rottura della relativa lamina.

- Nel caso di trazione delle fibre e quindi $\sigma_{11} \geq 0$:

$$e_f^2 = \left(\frac{\sigma_{11}}{XT}\right)^2 + \beta \left(\frac{\sigma_{12}}{SC}\right)^2 \begin{cases} \geq 1 \text{ rottura} \\ < 1 \text{ elastico} \end{cases}$$

Dove β è il coefficiente di scala dello stress di taglio ed è compreso tra 0 e 1. Nel caso di $\beta = 0$, si avrà il criterio di rottura di massimo stress.

- Nel caso di compressione delle fibre e quindi $\sigma_{11} \leq 0$:

$$e_c^2 = \left(\frac{\sigma_{11}}{XC}\right)^2 \begin{cases} \geq 1 \text{ rottura} \\ < 1 \text{ elastico} \end{cases}$$

- Nel caso di trazione della matrice e quindi $\sigma_{22} \geq 0$:

$$e_m^2 = \left(\frac{\sigma_{22}}{YT}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{12}}{SC}\right)^2 \begin{cases} \geq 1 \text{ rottura} \\ < 1 \text{ elastico} \end{cases}$$

4.3. Materiale per la crash box a struttura Origami

- Nel caso di compressione della matrice e quindi $\sigma_{22} \leq 0$:

$$e_d^2 = \left(\frac{\sigma_{22}}{2SC}\right)^2 + \left[\left(\frac{YC}{2SC}\right) - 1\right] \frac{\sigma_{22}}{YC} \left(\frac{\sigma_{12}}{SC}\right)^2 \begin{cases} \geq 1 & \text{rottura} \\ < 1 & \text{elastico} \end{cases}$$

La keyword MAT54 deve essere compilata con le proprietà meccaniche ricavate sperimentalmente e da alcuni parametri non fisici valutati con un processo di ottimizzazione di prove sperimentali sul materiale.

*MAT_ENHANCED_COMPOSITE_DAMAGE_(TITLE) (054/055) (1)

TITLE							
Carbon_fiber							
1	MID	RO	EA	EB	(EC)	PRBA	(PRCA) (PRCB)
	1	1.450e-06	58.000000	58.000000	0.0	0.1200000	0.0 0.0
2	GAB	GBC	GCA	(KF)	AOPT	2WAY	TI
	3.9000001	1.9500000	3.9000001	0.0	2.0000000	0.0	0.0
3	XP	YP	ZP	A1	A2	A3	MANGLE
	0.0	0.0	0.0	1.000e-06	100.000000	1.000e-06	0.0
4	V1	V2	V3	D1	D2	D3	DFAILM DFAILS
	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0600000 0.0
5	TFAIL	ALPH	SOFT	FBRT	YCFAC	DFAILT	DFAILC EFS
	1.100e-08	0.0	0.8500000	0.0	2.0000000	0.0072000	-0.0960000 0.0
6	XC	XT	YC	YT	SC	CRIT	BETA
	0.4530000	0.4390000	0.4530000	0.4390000	0.0712000	54.0	0.0
7	PEL	EPSF	EPSR	TSMD	SOFT2		
	0.0	0.0	0.0	0.0	0.8500000		
8	SLIMT1	SLIMC1	SLIMT2	SLIMC2	SLIMS	NCYRED	SOFTG
	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	1.0000000
9	LCXG	LCXT	LCYG	LCYT	LCSC	DT	
	0	0	0	0	0	0.0	

Figura 4.5: Keyword MAT_ENHANCED_COMPOSITE_DAMAGE.

4.3. Materiale per la crash box a struttura Origami

Il parametro DFAILM rappresenta la deformazione massima della matrice. Nel caso del materiale bidirezionale, questo parametro non è associabile ad un parametro fisico della matrice, essendoci anche delle fibre disposte nella direzione trasversale. Esso corrisponde ad un parametro non fisico e deve essere valutato attraverso un processo di ottimizzazione. SOFT e SOFT2 rappresentano dei fattori di riduzione delle proprietà del materiale per gli elementi estremi del modello e non sono fisici.

AOPT consente di definire la direzione delle fibre con il vettore individuato dai parametri A1, A2 e A3. La restante parte dei parametri assume valori di default.

Con i parametri inseriti all'interno della keyword è possibile ricostruire le seguenti caratteristiche relative alle tensioni normali.

L'inclinazione della retta blu corrisponde al modulo elastico in direzione longitudinale EA, mentre quella della retta rossa al modulo elastico in direzione trasversale EB.

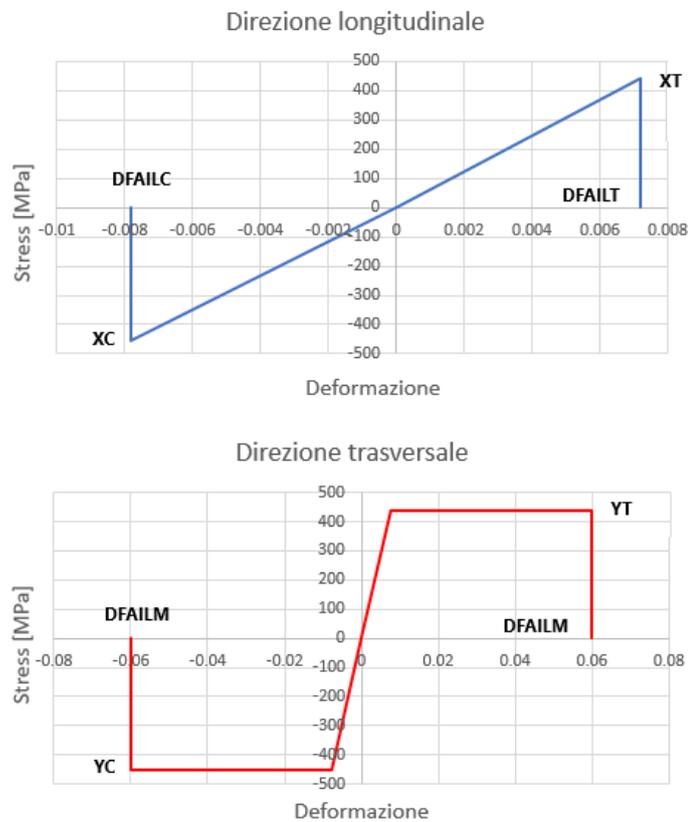


Figura 4.6: Caratteristiche deformazione-stress del materiale composito presente nel modello.

4.4 Volume disponibile per le crash box

La sostituzione delle due crash box frontali con quelle a struttura Origami richiede di valutare il volume disponibile tra il bumper e i longheroni per poter definire le dimensioni di sezione e di lunghezza della struttura.

Le dimensioni del volume sono state valutate escludendo anche le piastre frontali e posteriori, perché anche queste parti dovranno essere sostituite per adattarsi alle crash box a struttura Origami. Il programma commerciale LS-DYNA consente ricavare le distanze tra i nodi appartenenti ai vari componenti del modello che corrispondono ai punti estremi del volume disponibile per l'inserimento dei nuovi componenti. Occorre precisare che i nodi presenti nel modello appartengono al piano medio della superficie dei componenti, quindi alle quote ottenute si deve sottrarre metà degli spessori dei componenti.

Il volume individuato è quello di un parallelepipedo che presenta una faccia quadrata, imposta dalla sezione quadrata della crash box a struttura Origami.

La dimensione della sezione della nuova crash box è limitata dallo spazio disponibile nella sezione a C del bumper, pari a 104.2 mm. Questa dimensione impone una b massimo di 90 mm, che verrà utilizzato per tutto lo svolgimento del lavoro.

Le due dimensioni che rimangono da definire sono quelle della lunghezza del volume e dovranno essere differenti data l'inclinazione del bumper nelle sue estremità e sono pari a 251 mm e 209.8 mm.

La piastra posteriore della crash box ha a disposizione uno spazio maggiore rispetto alla sezione individuata per la crash box.

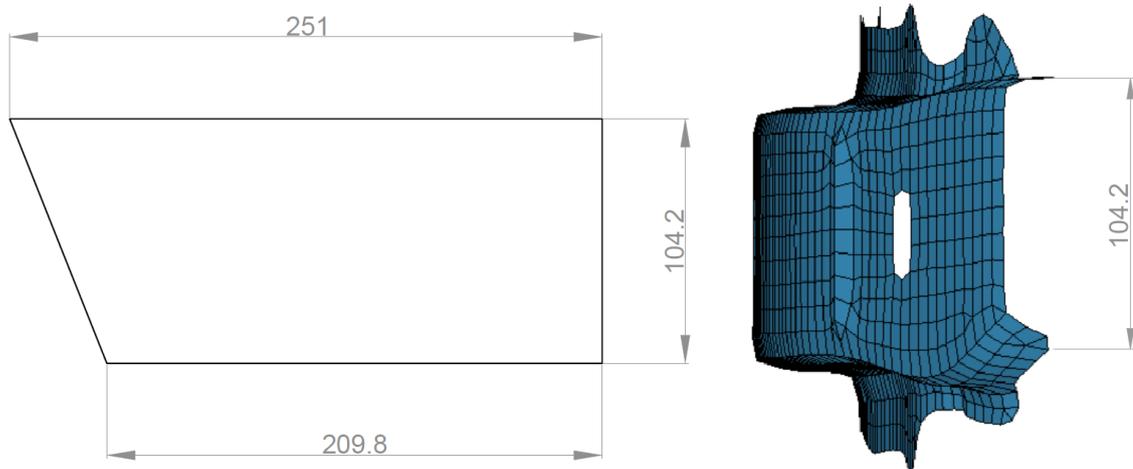


Figura 4.7: Dimensioni del volume disponibile all'interno del veicolo.

4.5. Costruzione dei modelli numerici dei singoli moduli

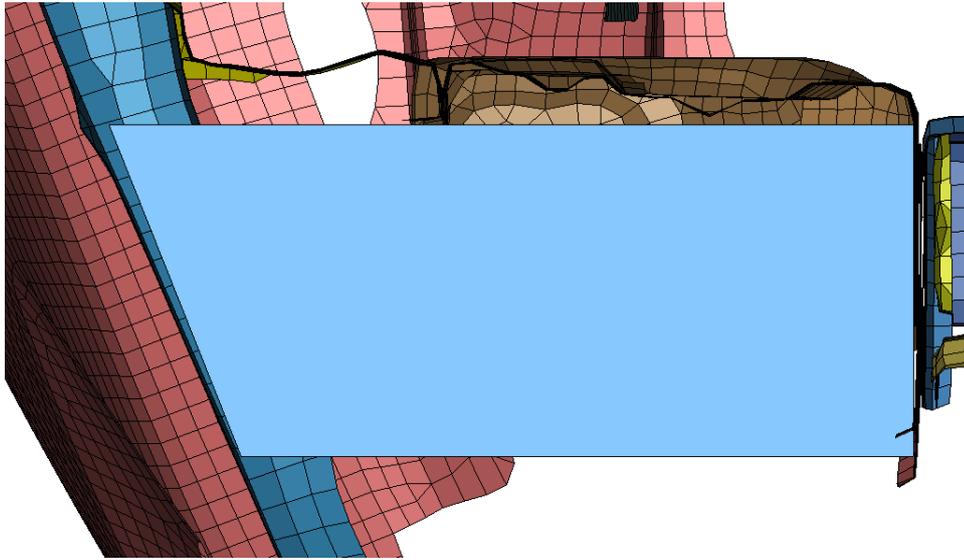


Figura 4.8: Volume disponibile all'interno del veicolo.

4.5 Costruzione dei modelli numerici dei singoli moduli

La prima fase del processo di progettazione della nuova crash box consiste nel costruire moduli Origami con diversi valori dei parametri geometrici c e l , per poi analizzare le loro prestazioni durante la deformazione in termini di forza ed energia.

Le nuove crash box in materiale composito con struttura Origami sono ottenute dalla sovrapposizione di un determinato numero di moduli fino a raggiungere la massima lunghezza consentita dal volume disponibile tra il bumper e i longheroni ed aggiungendone uno tagliato per potersi collegare alla superficie inclinata del paraurti.

Le tre dimensioni che caratterizzano i moduli sono b , c e l .

La lunghezza del lato della sezione quadrata è limitata superiormente dalla dimensione del bumper e per sfruttare al massimo il volume è stato imposto b di 90 mm per tutti i moduli che verranno utilizzati in questo lavoro.

Dopo aver definito la prima grandezza, è possibile far variare c e l per poter valutare le prestazioni dei moduli e scegliere quelli che andranno a formare la crash box in base ai migliori risultati.

I modelli FEM dei moduli e delle crash box sono stati creati con diversi programmi nelle varie fasi di progettazione e sono: SolidWorks, HyperMesh e LS-DYNA.

Solidwork è stato utilizzato per la definizione della geometria dell'unità, HyperMesh per la discretizzazione delle superfici e LS-DYNA per completare il modello con le proprietà del materiale, condizioni di vincolo e di esecuzione delle simulazioni.

4.5. Costruzione dei modelli numerici dei singoli moduli

4.5.1 Costruzione della geometria

La costruzione del modello FEM di un modulo Origami inizia con la realizzazione delle sue superfici in base ai parametri geometrici b , c e l voluti utilizzando il programma commerciale SolidWorks.

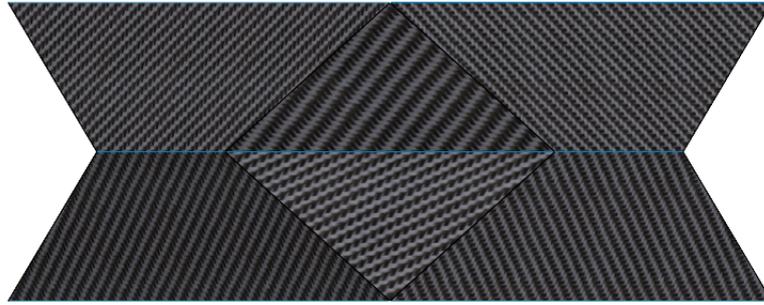


Figura 4.9: Costruzione della geometria con SolidWorks.

4.5.2 Costruzione della mesh

Il file CAD contenente le superfici è stato importato su Hypermesh per creare i raccordi tra le facce con un raggio di raccordo di 4 mm e per discretizzare la superficie con una mesh composta prevalentemente da quadrilateri e da alcuni triangoli.

La forma degli elementi che discretizza le superfici deve essere avvicinarsi il più possibile a quella delle geometrie di riferimento, ovvero quadrati e triangoli rettangoli, per avere i risultati migliori [8]. Nelle geometrie complesse è impossibile utilizzare solo forme di riferimento e quindi si avranno elementi distorti. La distorsione deve rimanere all'interno di alcuni limiti per avere risultati della simulazione accettabili.

I tre principali tipi di distorsione sono:

- rapporto lunghezza altezza (a);
- rapporto di forma (b);
- distorsione angolare (c).

4.5. Costruzione dei modelli numerici dei singoli moduli

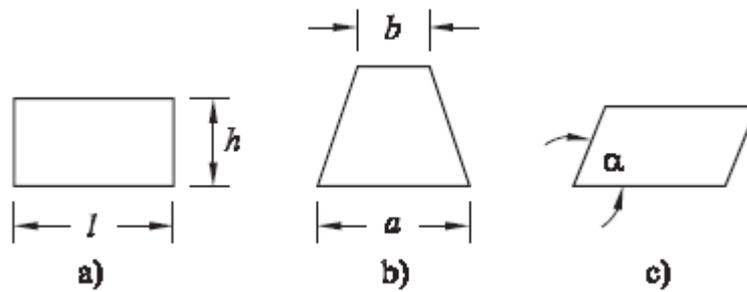


Figura 4.10: Principali tipologie di distorsione degli elementi della mesh [8].

La qualità degli elementi può essere valutata numericamente con il calcolo della matrice jacobiana (J) e del suo determinante e permette di quantificare la loro distorsione. Il determinante della matrice è costante se l'elemento ha la stessa forma di quella di riferimento, ma esso varierà se è presente un tipo di distorsione e può avere valori prossimi a zero o negativi in caso di elevata distorsione. Un parametro per valutare la distorsione che dipende dalla matrice jacobiana è il fattore di distorsione (DP) che per gli elementi quadrilateri è pari a:

$$DP = 4 \left(\frac{\min J}{\text{Area}} \right)$$

In caso di forma di riferimento DP è pari a 1. In caso di distorsione eccessiva, DP può essere minore di 0.2. Nella creazione della mesh è stato mantenuto un DP maggiore di 0.6, ritenuto un valore sufficiente per ottenere buoni risultati dalle simulazioni [15].

La mesh è stata realizzata con la funzione Automesh2D, un processo automatico dove gli input che sono stati definiti sono le superfici e la dimensione massima degli elementi.

Successivamente è stato svolto un controllo della qualità degli elementi con la funzione QualityIndex per verificare che il DP degli elementi rientrasse all'interno di certi valori.

In caso negativo, è stato necessario modificare la forma di alcuni elementi migliorandone la loro forma.

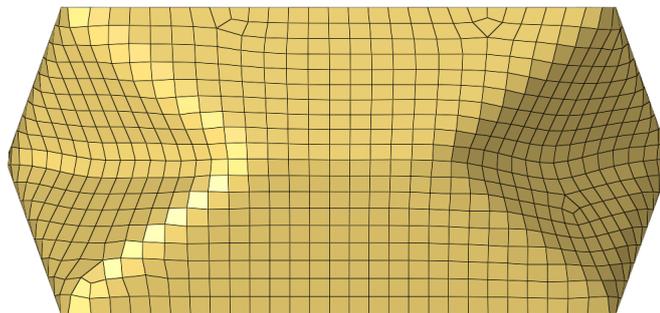


Figura 4.11: Costruzione della mesh con HyperMesh.

4.5.3 Valutazione dei parametri del materiale composito per il modello numerico

Nella maggior parte dei casi i parametri da inserire all'interno della keyword corrispondono alle proprietà meccaniche del materiale ricavate da test sperimentali. In alcuni casi non si conoscono questi valori, ma sapendo la natura del materiale e avendo i risultati di prove sperimentali è possibile ricavarli con un processo di ottimizzazione della curva sperimentale. Questo è il caso del materiale che si trova ai bordi del modulo che è stato danneggiato nel processo di produzione a causa dei tagli dei fogli di materiale. Lo stesso processo può essere utilizzato per adattare i parametri della keyword di un materiale unidirezionale ad un materiale bidirezionale. La quasi totalità dei suoi parametri sono stati determinati da prove sperimentali, ma risulta necessaria una loro messa a punto per utilizzare la keyword per modellizzare il materiale utilizzato in questo lavoro. Il valore di DFAILM non trova significato fisico nella modellizzazione del materiale e per associarli un valore è necessario un processo di ottimizzazione dei parametri.

Nel processo di ottimizzazione vengono confrontati i dati sperimentali di un test a compressione di un singolo modulo con l'output RWFORC delle simulazioni, ovvero la forza misurata sul rigidwall che comprime il modulo nel modello FEM.

Il processo di ottimizzazione è stato svolto con il programma commerciale LS-OPT. Gli input necessari al programma sono:

- La curva dei dati sperimentali;
- Modello FEM del modulo;
- Range di variazione dei parametri da ottenere e numero di punti all'interno di questo range.

Il programma definisce diversi valori dei parametri per poter coprire tutto il dominio definito da questi valori estremi del range in base al numero di simulazioni impostato. Al termine di ogni simulazione, il programma calcola l'errore tra la curva sperimentale e quella ottenuta nella simulazione per poter valutare quale combinazione di parametri permette di simulare al meglio il modello reale. LS-OPT può calcolare l'errore in due diversi modi: come errore quadratico medio (MSE) oppure come area presente tra le due curve. Nei due processi di ottimizzazione di questo lavoro sono stati valutati gli MSE.

4.5.4 Modello FEM

Il modello FEM da simulare è stato costruito rispettando le geometrie del modulo realizzato in laboratorio, realizzato sovrapponendo due lamine di materiale composito, ciascuna con spessore di 0,45 mm. Rispetto al modulo Origami presentato precedentemente, quello studiato in questa sezione ha la sezione quadrata a metà modulo. Il valore di b è pari a

4.5. Costruzione dei modelli numerici dei singoli moduli

90 mm, c è 70 mm e l 88 mm.

Il componente è composto da due parti diverse:

- La parte centrale del modulo è costituita dal materiale che verrà utilizzato per la costruzione della nuova crash box;
- Due trigger alle estremità del modulo che rappresentano la zona in cui il materiale ha una diminuzione delle proprietà meccaniche a causa dei tagli dovuti al processo produttivo. Questi trigger hanno anche il compito di deformare il componente in modo stabile nel modello FEM.

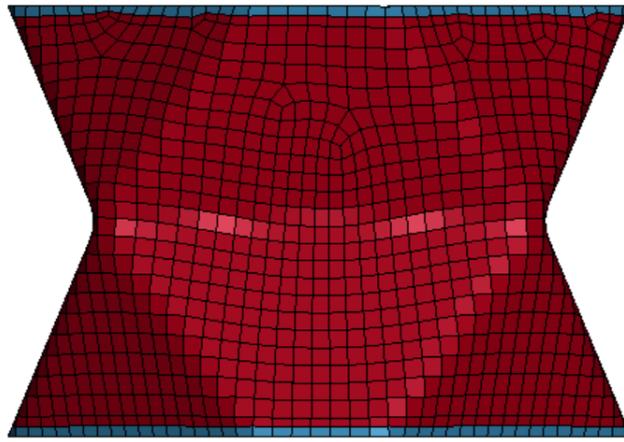


Figura 4.12: Modello FEM del modulo testato in laboratorio per la caratterizzazione del materiale composito.

Il materiale delle due parti ha proprietà diverse, ma modellizzato con la keyword presentata precedentemente e i loro parametri sono in parte valutati con prove sperimentali e in parte ottenuti con il processo di ottimizzazione.

Nel modello FEM sono stati vincolati i nodi della base, impedendo la loro traslazione nelle 3 direzioni. La deformazione è stata imposta da un rigidwall con velocità costante di 10 mm/min, la stessa della prova sperimentale, diretta lungo l'asse del modulo.

4.5.5 Ottimizzazione dei parametri del trigger

I primi parametri ad essere valutati sono stati quelli appartenenti al trigger. Esso è la prima parte che si deforma nella compressione del modulo ed è la parte responsabile del picco di forza garantendo un collasso stabile della struttura. La deformazione del trigger avviene nei primi 30 secondi e nel processo di ottimizzazione verrà considerato lo stesso intervallo di tempo della curva sperimentale.

I valori di XC, YC, XT e YT sono stati ipotizzati di uguale valore pari a 400 MPa, minore

4.5. Costruzione dei modelli numerici dei singoli moduli

di quello relativo al materiale della parte centrale.

I parametri ad essere stati ottimizzati sono EA, EB, DFAILM e DFAILC. I valori di modulo elastico nelle due direzioni, EA e EB, sono stati supposti uguali data la caratteristica del materiale e verrà chiamato semplicemente E.

Per il processo di ottimizzazione, oltre agli input appena visti, occorre definire un range di variazione di E, DFAILM e DFAILC e sono:

Parametro	Valore minimo	Valore massimo
E	3	10
DFAILM	0.008	0.17
DFAILC	-0.02	-0.005

Tabella 4.2: Range di variazione dei parametri E, DFAILM e DFAILC del materiale del trigger per il processo di ottimizzazione.

È necessario definire il numero di simulazioni da calcolare al programma. Per ogni simulazione LS-OPT definisce i valori dei parametri, appartenenti al range di variazione. Occorre definire un numero sufficiente di simulazioni per poter coprire tutto il dominio delle variabili e in questa fase di ottimizzazione è stato scelto di far valutare a LS-OPT 50 diverse combinazioni di parametri.

Da questo numero di prove sono stati riportati i 10 risultati migliori del processo con i relativi valori dei parametri ed il relativo MSE.

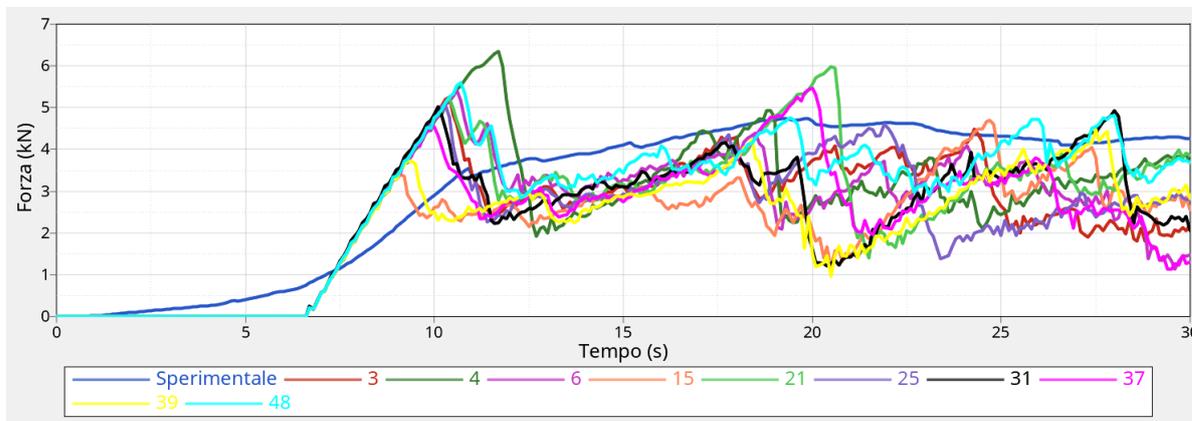


Figura 4.13: 10 curve forza-tempo migliori ottenute dal processo di ottimizzazione dei parametri del materiale del trigger.

La simulazione che presenta il minor MSE è la numero 48 e i valori ottenuti verranno utilizzati per modellizzare il trigger nel processo di ottimizzazione del materiale che compone la parte centrale del modulo. La curva simulata presenta un picco superiore rispetto alla curva sperimentale, ma durante la deformazione del trigger la forza si mantiene prossima

4.5. Costruzione dei modelli numerici dei singoli moduli

N° simulazione	E	DFAILM	DFAILC	MSE
3	7.87	0.134	-0.012	0.06087
4	5.38	0.167	-0.0198	0.0646
6	5.62	0.1433	-0.0161	0.0612
15	5.46	0.08	-0.01	0.0772
21	6.36	0.09	-0.014	0.0531
25	8.01	0.08	-0.0114	0.0662
31	9.19	0.1027	-0.0101	0.0703
37	5.83	0.1207	-0.0131	0.0666
39	5.48	0.154	-0.0111	0.0783
48	6.38	0.1696	-0.0152	0.027

Tabella 4.3: Valori di E, DFAILM, DFAILC e MSE delle 10 curve con MSE minore.

a quella sperimentale, rendendo minimo l'errore tra le due curve. Inoltre, la simulazione 48 è quella che si avvicina maggiormente al valore di forza misurato nella prova di compressione reale al termine dei 30 secondi. Questo consente di avere la due curve molto vicine nel processo di ottimizzazione successivo.

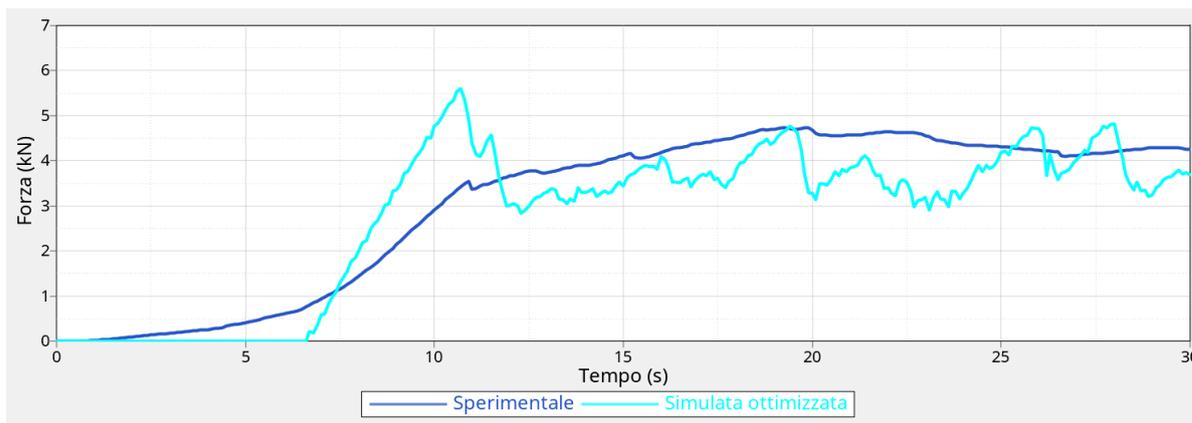


Figura 4.14: Curve forza-tempo N°48 con i parametri migliori del materiale del trigger.

4.5.6 Ottimizzazione del materiale della parte centrale

Il valore del DFAILM nella keyword MAT_ENHANCED_COMPOSITE_DAMAGE non ha significato fisico nella modellizzazione di un materiale bidirezionale. Il processo di ottimizzazione permette di associarli un valore in modo da poter simulare il comportamento del materiale.

Nel processo di ottimizzazione, come visto precedente, è necessario associare dei valori estremi al parametro che si vuole determinare. In questa fase è stato valutato il DFAILM del materiale centrale e sono stati specificati il range di variazione di tale parametro ed

4.5. Costruzione dei modelli numerici dei singoli moduli

il numero di punti all'interno di tale intervallo, pari a 6.

I valori estremi del range sono stati ipotizzati pari ai valori di DFAILC e DFAILT ottenuti sperimentalmente. La motivazione deriva dal significato di DFAILM nella modellizzazione del materiale, ovvero della massima deformazione del materiale sia a trazione che a compressione nella direzione trasversale, rappresentata da un unico valore. Nella direzione longitudinale vengono definiti due diversi valori in base al tipo di carico normale. Essendo uguali le proprietà meccaniche del materiale nelle due direzioni ortotrope, si è ipotizzato che la massima deformazione nella direzione trasversale non possa essere maggiore di quella a compressione o a trazione nella direzione longitudinale.

Parametro	Valore minimo	Valore massimo
DFAILM	0.0072	0.096

Tabella 4.4: Range di variazione di DFAILM del materiale della parte centrale per il processo di ottimizzazione.

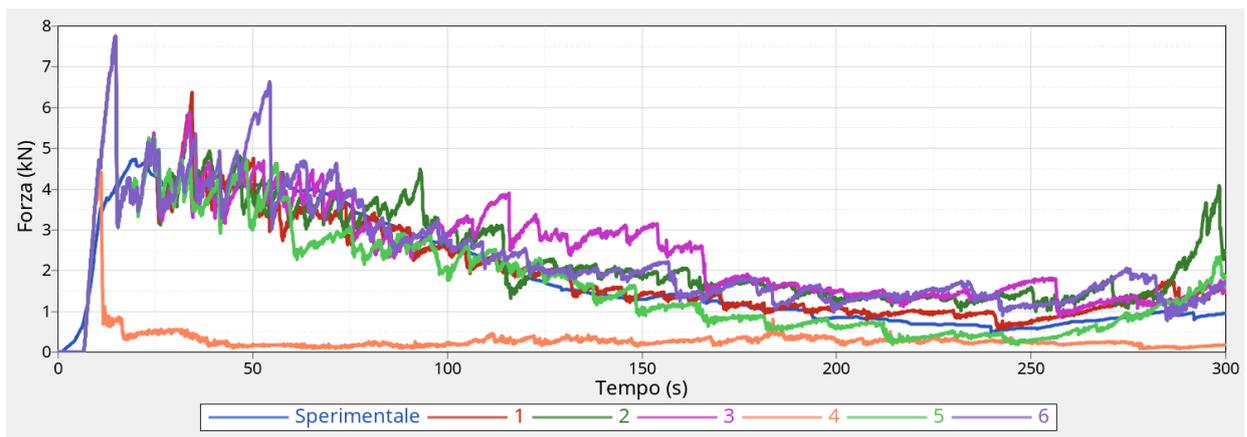


Figura 4.15: Influenza del valore di DFAILM del materiale della parte centrale nella curva forza-tempo.

4.5. Costruzione dei modelli numerici dei singoli moduli

N° simulazione	DFAILM	MSE
1	0.06	0.0109
2	0.073	0.0268
3	0.096	0.0324
4	0.002	0.1967
5	0.026	0.014
6	0.05	0.0204

Tabella 4.5: Valori di DFAILM e MSE delle curve del processo di valutazione del parametro DFAILM relativo al materiale della parte centrale.

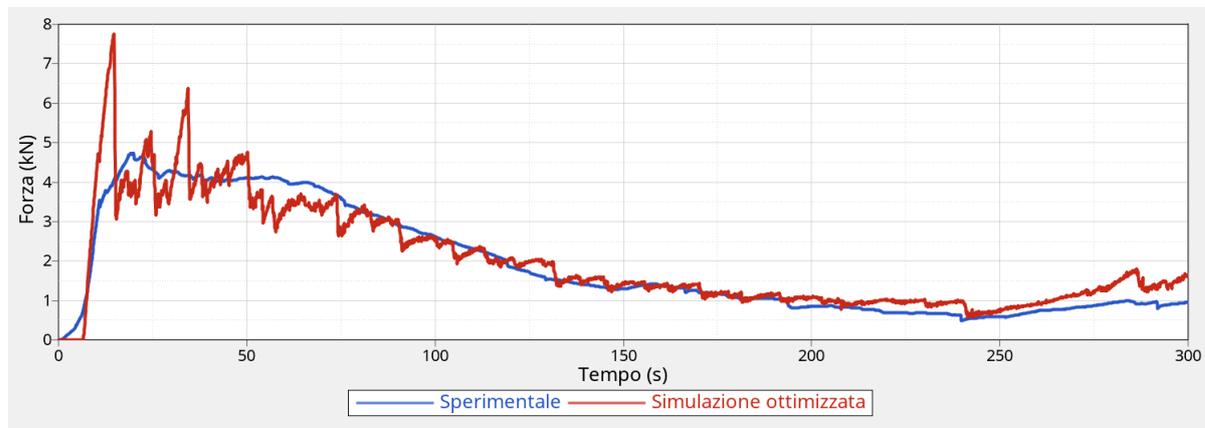


Figura 4.16: Curva tempo-forza con il DFAILM del materiale della parte centrale ottimizzato.

Il valore di DFAILM che restituisce il minor MSE è 0.06. La curva nei primi istanti si scosta molto dalla curva sperimentale. Infatti, il valore del picco iniziale è maggiore rispetto all'ottimizzazione del solo trigger. Questo perché il picco iniziale non dipende solo dal trigger, ma è influenzato dalla rigidità del modulo e quindi anche dalla parte centrale. Il modello FEM con i valori ottimizzate approssima molto bene la curva sperimentale nella fase centrale di deformazione del modulo.

4.5.7 Completamento del modello su LS-DYNA

La discretizzazione della superficie è stata importata infine sul programma commerciale LS-DYNA per ultimare il modello FEM, dove sono state specificate le caratteristiche del materiale del modulo, il tipo di vincolo e gli output necessari per le valutazioni delle prestazioni.

È stato utilizzato il materiale composito definito precedentemente dall'ottimizzazione della prova sperimentale. I primi modelli sono stati realizzati con la sovrapposizione di 6 layer da 0,45 mm ciascuno. Per alcuni modelli sono state ripetute le simulazioni con uno

4.5. Costruzione dei modelli numerici dei singoli moduli

spessore maggiorato a 10 layer e quindi con uno spessore complessivo di 4,5 mm. I layer sono stati sovrapposti alternando quelli orientati a 0° e quelli a 90°, angoli riferiti alla direzione dell'asse della crash box. La definizione dei layer che compongono il componente avviene nella keyword PART_COMPOSITE.

*PART_COMPOSITE_(TITLE) (1)

1 TITLE
| crash_box

2 PID ELFORM SHRE NLOC MAREA HGID ADPOPT THSHEL
1 16 0.8333300 0.0 0.0 0 0 0

Repeated Data by Button and List

3 MID1 THICK1 B1 TMID1 MID2 THICK2 B2 TMSD2
1 0.45 0.0 0 1 0.45 90.0 0

MID1	THICK1	B1	TMID1	MID2	THICK2	B2	TMSD2
1	1 0.45	0.0	0	1 0.45	90.0	0	0
2	1 0.45	0.0	0	1 0.45	90.0	0	0
3	1 0.45	0.0	0	1 0.45	90.0	0	0
4	1 0.45	0.0	0	1 0.45	90.0	0	0
5	1 0.45	0.0	0	1 0.45	90.0	0	0

Data Pt. 1
Replace Insert
Delete Help

Figura 4.17: Keyword PART_COMPOSITE.

I nodi dell'estremità inferiore del modulo sono stati vincolati per impedire gli spostamenti nelle tre direzioni durante la deformazione ed è stata posizionata una superficie piana fissa per fermare il modello nel caso ci fosse una rottura degli elementi della base.

La deformazione del modulo è determinata da un secondo rigidwall piano con velocità costante di 16 km/h e un coefficiente di attrito di 0,15.

I dati raccolti durante la deformazione del modulo sono la forza misurata sul rigidwall in movimento e il suo spostamento, entrambi misurati rispetto al tempo.

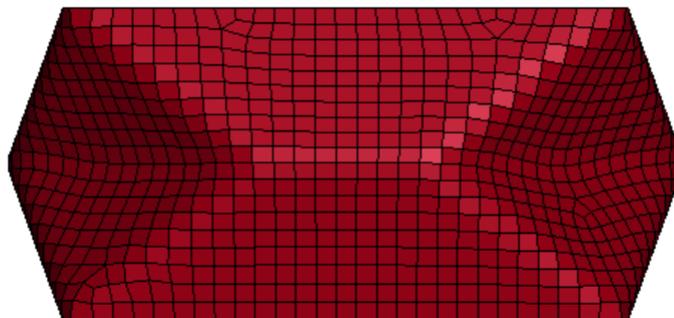


Figura 4.18: Modello FE del singolo modulo completato su LS-DYNA.

4.5. Costruzione dei modelli numerici dei singoli moduli

4.5.8 Configurazioni dei singoli moduli

Lo studio in questa fase consiste nel valutare l'effetto di l e di c sulle prestazioni dei moduli. Nella seguente tabella sono riportati i valori di l e di c dei moduli simulati.

Configurazioni dei moduli costruiti con 6 layer	
Altezza del modulo l (mm)	Valori della larghezza dello spigolo c (mm)
40	70, 65, 55, 45, 40, 30
33	70, 65, 60, 50, 40, 30
25	70, 60, 50, 40, 30

Tabella 4.6: Configurazioni dei moduli costruiti con la sovrapposizione di 6 layer (2.7 mm).

Configurazioni dei moduli costruiti con 10 layer	
Altezza del modulo l (mm)	Valori della larghezza dello spigolo c (mm)
40	70, 65, 55, 30
33	70, 60, 50
25	70, 60, 50, 40, 30

Tabella 4.7: Configurazioni dei moduli costruiti con la sovrapposizione di 10 layer (4.5 mm).

Le altezze dei moduli presentate nelle tabelle consentono di costruire configurazioni di crash box con unità ad altezza costante. Esse saranno realizzate rispettivamente con 5, 6 e 8 moduli interi di altezza uguale nel volume di lunghezza di 200 mm. In un secondo momento verrà inserito un modulo tagliato per adattare la crash box alla superficie inclinata del bumper.

Il valore di c invece è stato fatto variare da un valore massimo di 70 mm, perché oltre questo valore si avrebbe interferenza tra i lobi dell'Origami. È stato scelto anche un valore minimo di 30 mm per evitare di avere un modulo con l'angolo diedro prossimo a 180° e quindi che il lobo sia pressoché verticale.

I nomi delle diverse configurazioni sono stati abbreviati per poter facilitare la lettura: nel nome sono riportate prima le informazioni sull'altezza del modulo, precedute dalla lettera H, e poi sulla larghezza dello spigolo piegato, precedute dalla lettera C. Nel caso di configurazioni composte da 10 layer, il nome terminerà con $_1$.

Ad esempio, la sigla H25_C60 si riferisce alla configurazione del modulo alto 25 mm, con uno spigolo piegato largo 60 mm e composta da 6 layer. Un secondo esempio è quello della sigla H33_C50_1 si riferisce alla configurazione del modulo alto 33 mm, con uno spigolo piegato largo 50 mm e composta da 10 layer.

4.6 Analisi delle prestazioni dei modelli numerici dei singoli moduli

Le prestazioni dei moduli che devono essere analizzate sono: il picco di forza, l'energia assorbita e il SEA. I moduli che presentano i risultati migliori saranno presi in considerazione nella fase successiva di costruzione della crash box.

L'energia assorbita dalla deformazione del modulo è stata calcolata come integrale della forza necessaria al rigidwall per comprimere il componente rispetto al suo spostamento.

Il SEA è un parametro molto importante in questa analisi, perché consente un confronto delle prestazioni di componenti con masse differenti.

La valutazione della deformazione di un modulo o di una crash box intera non comprende solo la raccolta dei dati, bensì anche un'analisi del modo di deformarsi per verificare che esso sia quello corretto.

Viene riportato di seguito uno dei grafici che espone i risultati ottenuti dalle simulazioni in termini di forza ed energia rispetto allo spostamento del rigidwall. Essi sono riferiti ai moduli con altezza 40 mm, costruiti con 6 layer e il parametro che è stato fatto variare è c.

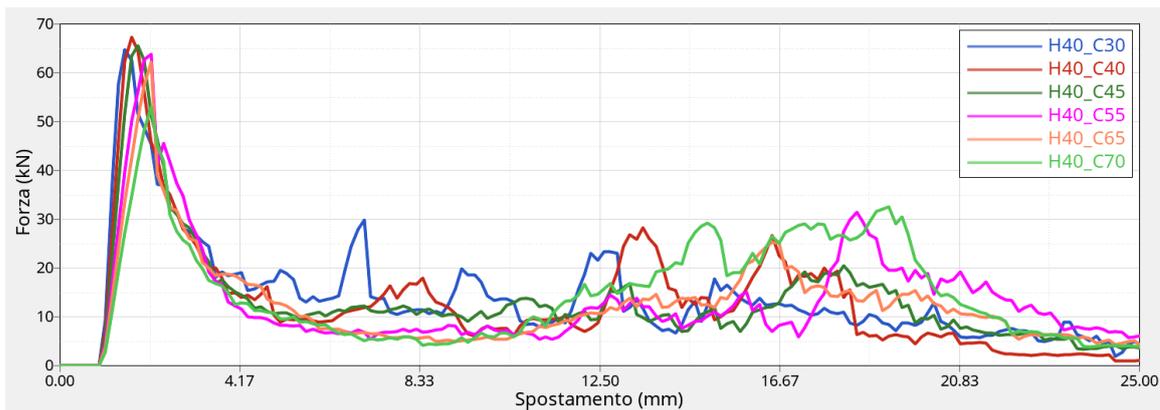


Figura 4.19: Forza misurata sul rigidwall al variare di c con altezza del modulo costante di 40 mm.

Le curve relative alla forza sono caratterizzate da un primo picco all'inizio della deformazione dei moduli. Nel tratto di “salita” del picco, la forza cresce linearmente rispetto allo spostamento dovuto dalla caratteristica elastica del materiale composito. La pendenza di questo tratto della curva corrisponde alla rigidità dell'unità Origami ed è possibile osservare come essa dipenda dal valore di c. Infatti, aumentando il valore di c la curva risulta meno pendente e di conseguenza il componente presenta una rigidità minore.

Finito il tratto elastico della curva, si ha la prima rottura all'interno del modulo e il cedimento porta ad un crollo nella curva della forza. Anche il valore del picco è influenzato dalla larghezza dello spigolo tagliato, esso tende ad aumentare al diminuire di c.

4.6. Analisi delle prestazioni dei modelli numerici dei singoli moduli

Il livello di forza cresce una seconda volta, anche se con valori decisamente inferiori rispetto al primo picco, quando il rigidwall si avvicina a metà del modulo, perché esso in questo punto riesce ad opporsi alla compressione della superficie. Quindi, si ha un secondo picco di minore entità e poi la forza decresce fino ad avvicinarsi a valori nulli, poiché il modulo si rompe alla base.

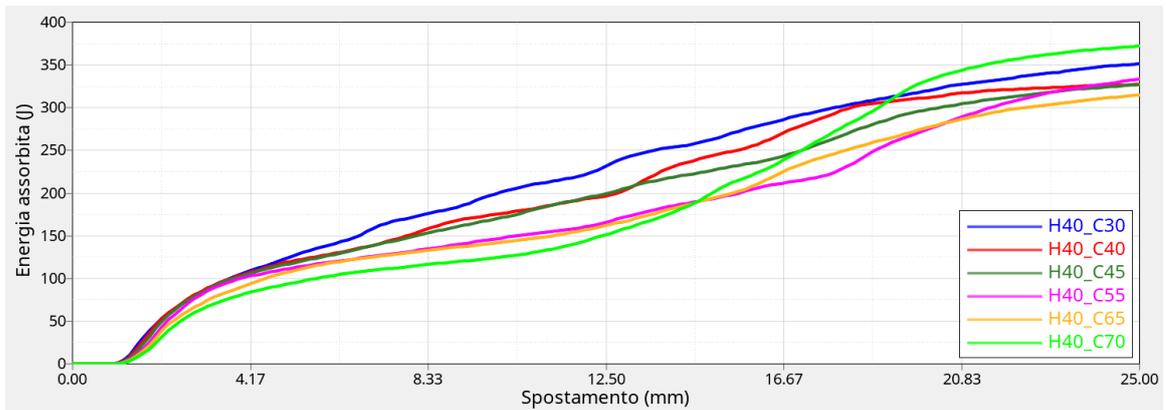


Figura 4.20: Energia assorbita dai moduli al variare di c con altezza del modulo costante di 40 mm.

Le curve di energia hanno un andamento crescente durante la deformazione dei moduli e raggiungono il valore massimo al termine dello spostamento del rigidwall. Nel primo tratto le curve hanno una pendenza molto elevata, ovvero il livello di energia assorbita nel primo spostamento è alto, spiegato anche dal picco di forza corrispondente. Successivamente la pendenza delle curve diminuisce, fino a diventare quasi orizzontale al termine della corsa del rigidwall, quando anche la forza tende ad annullarsi.

Confrontando le curve, è possibile osservare, soprattutto nella prima metà, come al diminuire di c si ha un aumento dell'energia assorbita. Questa tendenza è verificata anche per la seconda metà, ad esclusione per la curva H40_C70, che risulta superiore a tutte le altre. Questo diverso comportamento è spiegato dal fatto che nel tratto centrale questa configurazione di modulo resiste in modo migliore alla deformazione imposta dal rigidwall, infatti gli spigoli riescono a piegarsi maggiormente rispetto agli altri valori di c , senza rompersi verticalmente e quindi diminuendo la capacità di assorbire energia.

Successivamente è stato valutato l'effetto dello spessore a parità di configurazione, passando da 6 a 10 layer.

4.6. *Analisi delle prestazioni dei modelli numerici dei singoli moduli*

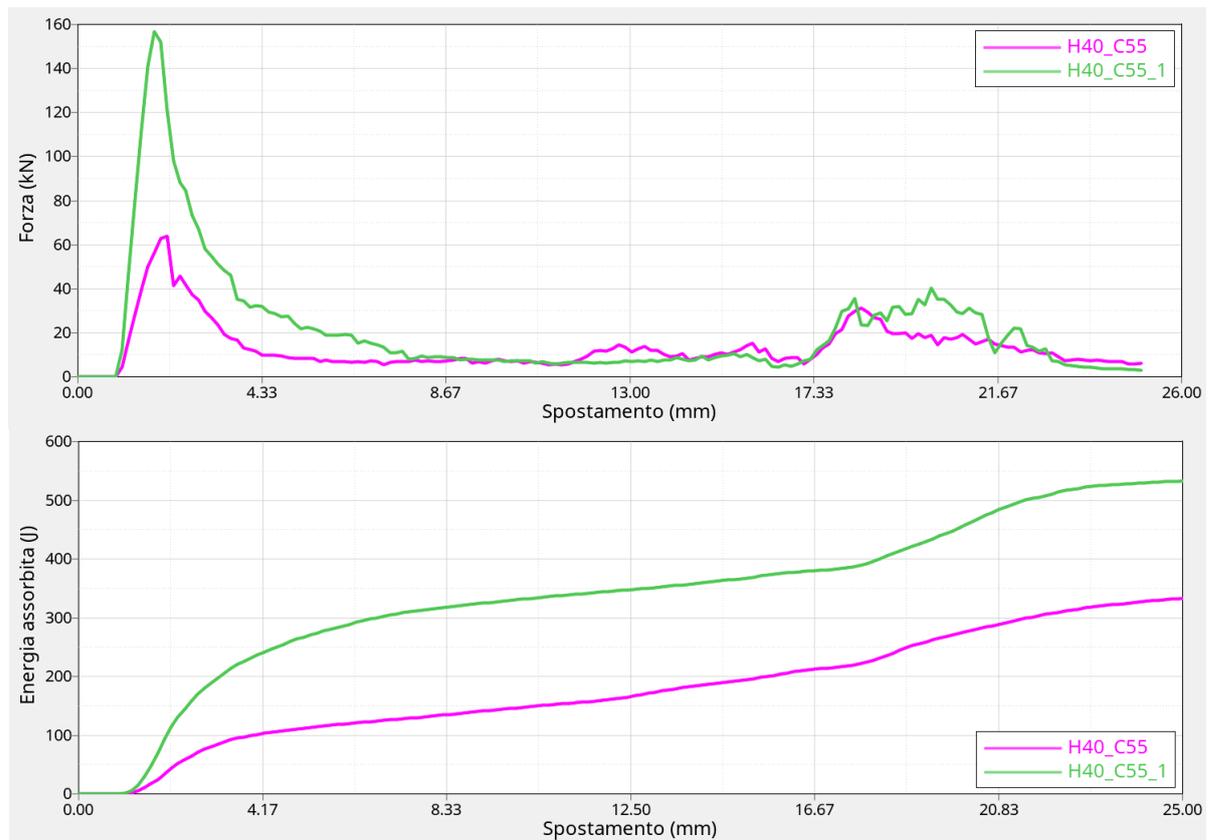


Figura 4.21: Influenza dello spessore sulla forza misurata sul rigidwall e sull'energia assorbita.

4.6. Analisi delle prestazioni dei modelli numerici dei singoli moduli

È possibile osservare come l'aumento dello spessore comporti una crescita del picco iniziale di forza e di conseguenza anche dell'energia assorbita. Nel caso del singolo modulo il valore della forza dopo il primo picco non è influenzato dallo spessore. La curva dell'energia ha una pendenza maggiore nel primo tratto per la configurazione con lo spessore di 10 layer, ma successivamente le due curve hanno un andamento parallelo, dato il valore pressoché uguale della forza lungo lo spostamento del rigidwall. Di seguito è presentata una tabella con i valori di picco di forza, energia assorbita e SEA per ogni configurazione riportata nelle tabelle precedenti.

Configurazione	Picco di forza (kN)	Energia assorbita (kJ)	SEA (kJ/kg)
H40_C30	64.7	352	5.71
H40_C40	76.3	327	5.45
H40_C45	65.5	327	5.45
H40_C55	63.8	333	5.65
H40_C65	62.5	315	5.34
H40_C70	52.9	372	6.09
H40_C30_1	160	609	5.91
H40_C55_1	157	532	5.42
H40_C65_1	154	522	5.31
H40_C70_1	129	586	5.75
H33_C30	54.2	283	5.40
H33_C40	60.8	273	5.34
H33_C50	60.7	270	5.34
H33_C60	56.7	296	5.82
H33_C65	51.1	258	4.98
H33_C70	48.4	284	5.42
H33_C50_1	148	483	5.73
H33_C60_1	133	538	6.34
H33_C70_1	127	540	6.18
H25_C30	46.2	193	4.55
H25_C40	54.0	196	4.72
H25_C50	52.5	195	4.68
H25_C60	43.2	187	1.34
H25_C70	37.6	202	4.40
H25_C30_1	113.4	358	5.07
H25_C40_1	135.9	312	4.51
H25_C50_1	117.4	386	5.56
H25_C60_1	94.9	338	4.71
H25_C70_1	98.7	400	5.24

Tabella 4.8: Valori di picco iniziale di forza, energia assorbita e SEA delle configurazioni.

4.6. Analisi delle prestazioni dei modelli numerici dei singoli moduli

Per una miglior lettura delle informazioni riportate nella tabella, sono stati realizzati dei grafici che mostrano come variano il picco di forza iniziale e il SEA al variare di c e di l .

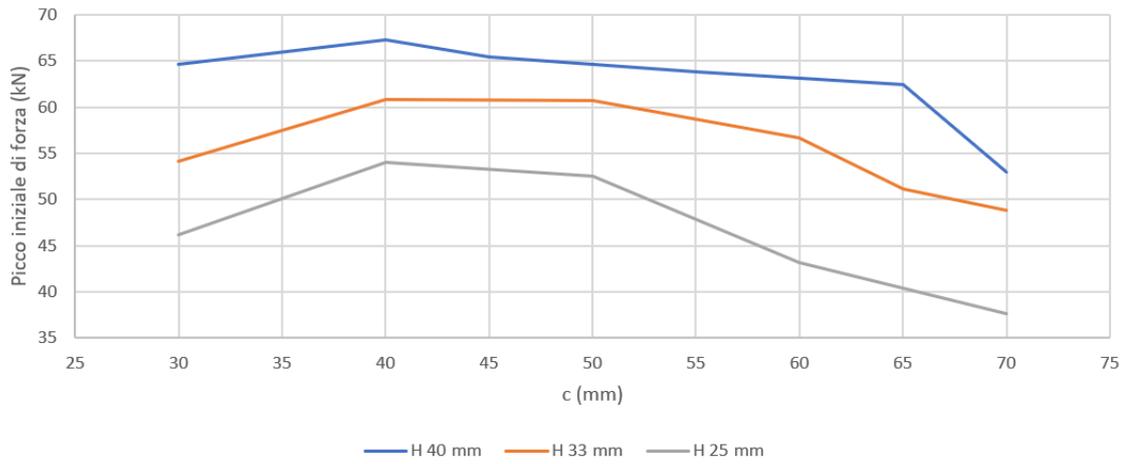


Figura 4.22: Valori del picco iniziale di forza al variare dell'altezza del modulo e di c .

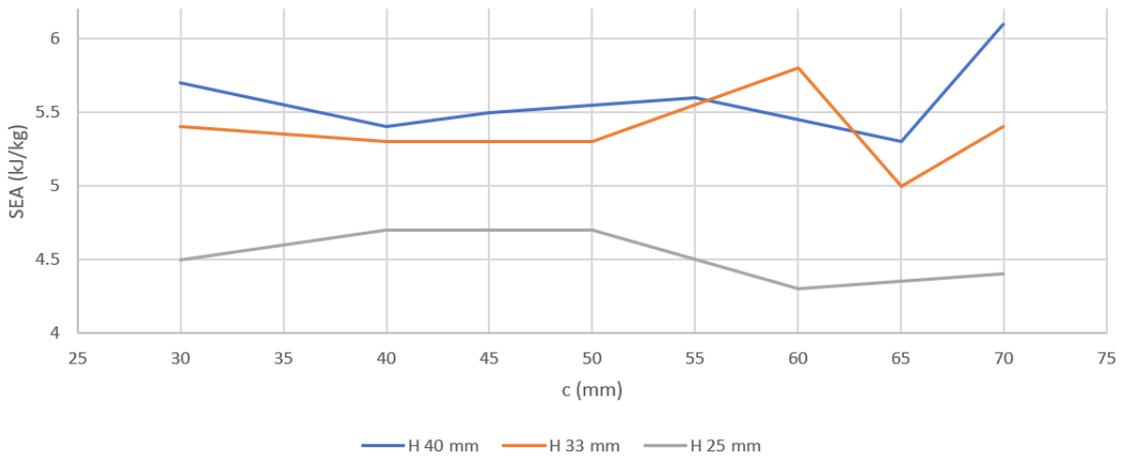


Figura 4.23: SEA al variare dell'altezza del modulo e di c .

4.6. Analisi delle prestazioni dei modelli numerici dei singoli moduli

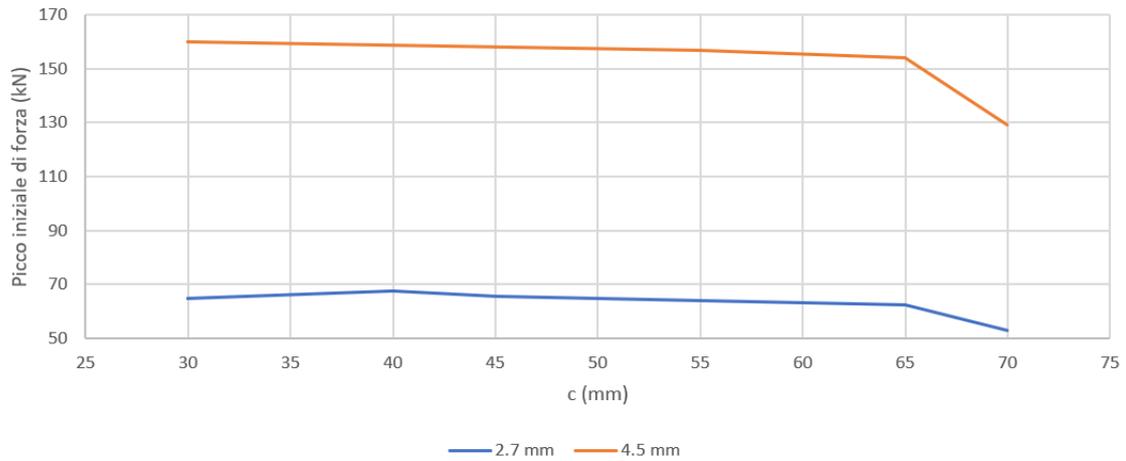


Figura 4.24: Valori del picco iniziale di forza al variare dello spessore del modulo e di c con altezza di 40 mm.

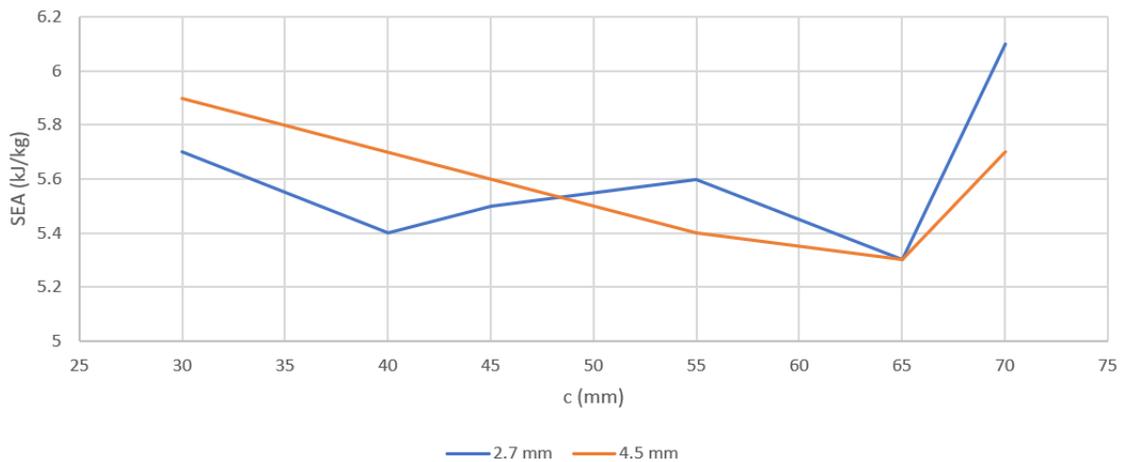


Figura 4.25: SEA al variare dello spessore del modulo e di c con altezza di 40 mm.

Dal primo diagramma si può osservare come il picco iniziale di forza sia fortemente influenzato dall'altezza del modulo ed esso aumenta al crescere di l . A parità di l , il picco tende a diminuire per valori crescenti di c .

Il SEA dipende prevalentemente dall'altezza del modulo e non dal valore di c . Infatti, aumentando l si può notare come il valore del SEA cresca.

Nei diagrammi seguenti è stata posta l'attenzione sull'effetto dello spessore sui moduli con altezza pari a 40 mm. Il valore del picco iniziale di forza è strettamente legato allo spessore del materiale e anche per il modulo composto da 10 layer è mantenuta la tendenza decrescente della curva rispetto a c .

Le curve del SEA sono diverse a seconda dello spessore. Con uno spessore di 10 layer, la

4.6. Analisi delle prestazioni dei modelli numerici dei singoli moduli

curva ha un andamento prevalentemente decrescente, escludendo il valore relativo al c di 70 mm. Le considerazioni che seguono questa lettura dei dati relativi ai singoli moduli per poi costruire la crash box sono le seguenti:

- volendo un picco iniziale di forza basso è bene utilizzare moduli con l piccoli e con valori di c alti e con spessori ridotti;
- volendo assorbire molta energia in modo efficiente durante la deformazione è bene utilizzare moduli con l alti;
- l'efficienza di assorbire energia non dipende fortemente dallo spessore del modulo;
- volendo assorbire molta energia in modo assoluto durante la deformazione è bene aumentare lo spessore del modulo.

Il lavoro continua con la definizione di configurazioni di crash box, costruite con moduli ad altezza costante per analizzare il modo di deformarsi e i valori di forza ed energia ottenuti dalle simulazioni.

Capitolo 5

Crash box a struttura Origami

Lo studio dei singoli moduli è risultato importante per poter comprendere e prevedere il comportamento delle singole unità da utilizzare nella definizione delle configurazioni delle crash box.

Le prime configurazioni sono state realizzate con un composito da 6 layer per ridurre i tempi di calcolo e per valutare la loro efficienza. Nella fase successiva ci sarà un'ottimizzazione delle configurazioni per sfruttare al massimo le prestazioni del materiale. Lo spessore delle crash box verrà poi aumentato, sovrapponendo un maggior numero di layer per avere un valore di energia confrontabile con quello della crash box originale.

Le prime configurazioni ad essere realizzate presentano moduli con la stessa altezza e sono sovrapposti fino ad ottenere una lunghezza massima di 200 mm, dimensione che consente l'inserimento di crash box composta da moduli interi. In base al numero di moduli che si inserisce nella crash box si avranno:

- 2 moduli da 100 mm ciascuno;
- 3 moduli da 66.5 mm ciascuno;
- 4 moduli da 50 mm ciascuno;
- 5 moduli da 40 mm ciascuno;
- 6 moduli da 33 mm ciascuno;
- 8 moduli da 25 mm ciascuno;

I moduli all'interno della stessa configurazione hanno generalmente diversi valori di c tra i moduli in base alla loro posizione, facendo riferimento ai risultati ottenuti dall'analisi dei singoli moduli. Le diverse crash box sono state confrontate per poter scegliere quella con le prestazioni migliori. In questa prima fase verranno utilizzati solamente unità intere e l'adattamento della crash box alla superficie inclinata del bumper avverrà in un secondo

5.1. Configurazione con diverso numero di moduli

momento.

La costruzione dei modelli numerici segue gli stessi passaggi dei singoli moduli visti precedentemente, con una differenza nella fase di definizione della geometria su SolidWorks devono essere sovrapposti più moduli precedentemente definiti fino a raggiungere la lunghezza voluta.

Le condizioni di deformazione sono le stesse viste nel capitolo precedente, ovvero sono state vincolate le traslazioni dei nodi che compongono la base. La deformazione è imposta da un rigidwall con normale parallela all'asse della crash box e con velocità di 16 km/h diretta assialmente.

5.1 Configurazione con diverso numero di moduli

La prima analisi riguarda l'effetto del numero di moduli sulle prestazioni della crash box in termini di picco di forza iniziale e di energia assorbita.

Le configurazioni di crash box che sono state costruite e simulate sono state riportate nella seguente tabella. I valori di c sono riportati dal primo modulo che impatta con il rigidwall fino alla base della crash box. Alle configurazioni viene assegnato un nome per poterle riconoscere facilmente ed include il numero di moduli presenti e il valore di c del modulo superiore e di quello alla base.

N° configurazione	N° moduli	Valori di c (mm)	Nome
1	2	55_45	2mod_55_45
2	2	65_55	2mod_65_55
3	3	65_55_45	3mod_65_45
4	3	60_55_50	3mod_60_50
5	4	65_60_55_50	4mod_65_50
6	5	70_65_60_55_50	5mod_70_50
7	5	52_50_48_46_44	5mod_52_44
8	6	65_60_55_50_45_40	6mod_65_40
9	6	60_55_55_55_50_45	6mod_60_45
10	8	70_65_60_55_50_45_40_35	8mod_70_35
11	8	46_46_44_44_42_42_40_40	8mod_46_40

Tabella 5.1: Configurazioni di crash box con diverso numero di moduli ad altezza costante.

5.1. Configurazione con diverso numero di moduli

Dalle simulazioni delle diverse configurazioni sono stati ottenuti i seguenti risultati relativi alle prestazioni.

Nome	Massa (kg)	Picco iniziale di forza (kN)	Energia assorbita (kJ)	SEA (kJ/kg)
2mod_55_45	0.282	113.99	2.71	9.61
2mod_65_55	0.284	91.50	3.37	11.88
3mod_65_45	0.288	66.25	3.39	11.77
3mod_60_50	0.288	74.71	3.09	10.74
4mod_65_50	0.296	56.65	3.49	11.80
5mod_70_50	0.295	51.41	3.22	10.91
5mod_52_44	0.295	61.05	3.45	11.70
6mod_65_40	0.302	46.68	3.28	10.87
6mod_60_45	0.306	49.70	2.82	9.15
8mod_70_35	0.341	41.99	2.85	8.34
8mod_46_40	0.313	50.84	2.98	9.52

Tabella 5.2: Risultati delle simulazioni delle configurazioni a diverso numeri di moduli ad altezza costante.

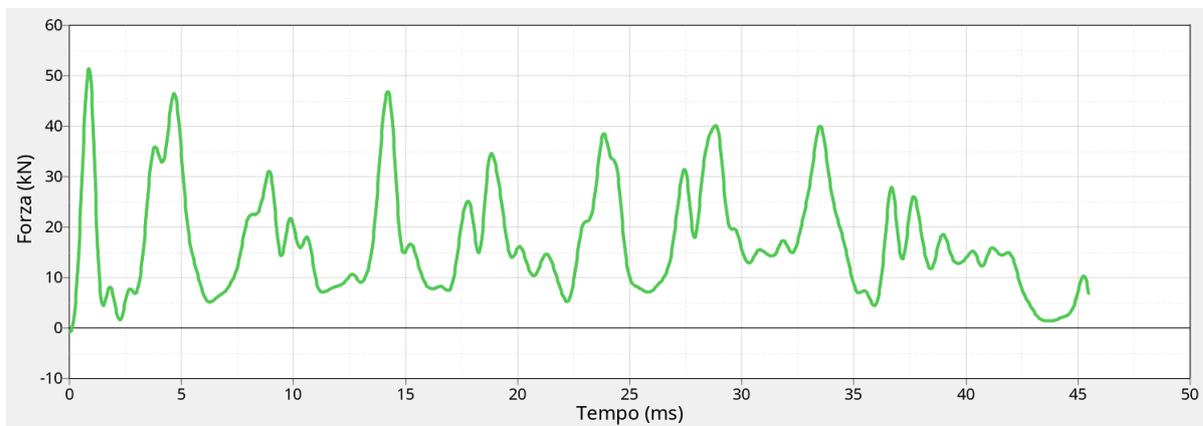


Figura 5.1: Curva forza-tempo della configurazione 5mod_70.50 .

L'andamento della forza rispetto al tempo riportata come esempio mostra la presenza di un primo picco di 51.41 kN necessario a rompere i primi elementi della crash box e il successivo calo della forza. In questo istante il materiale oppone poca resistenza alla deformazione imposta dal rigidwall, fino a quando non incontra la sezione a metà del primo modulo. A questo punto è presente un secondo picco di forza e i picchi si susseguono fino alla quando tutta la crash box non sarà completamente distrutta dal rigidwall. La

5.1. Configurazione con diverso numero di moduli

variazione del c nei moduli consente un cedimento progressivo della struttura, ovvero si ha la rottura di un modulo alla volta man mano che vengono a contatto con il rigidwall. Gli elementi che raggiungono per primi la rottura sono quelli che compongono gli spigoli verticali della struttura Origami e le superfici sono libere di piegarsi verso l'interno o l'esterno strisciando sul rigidwall.

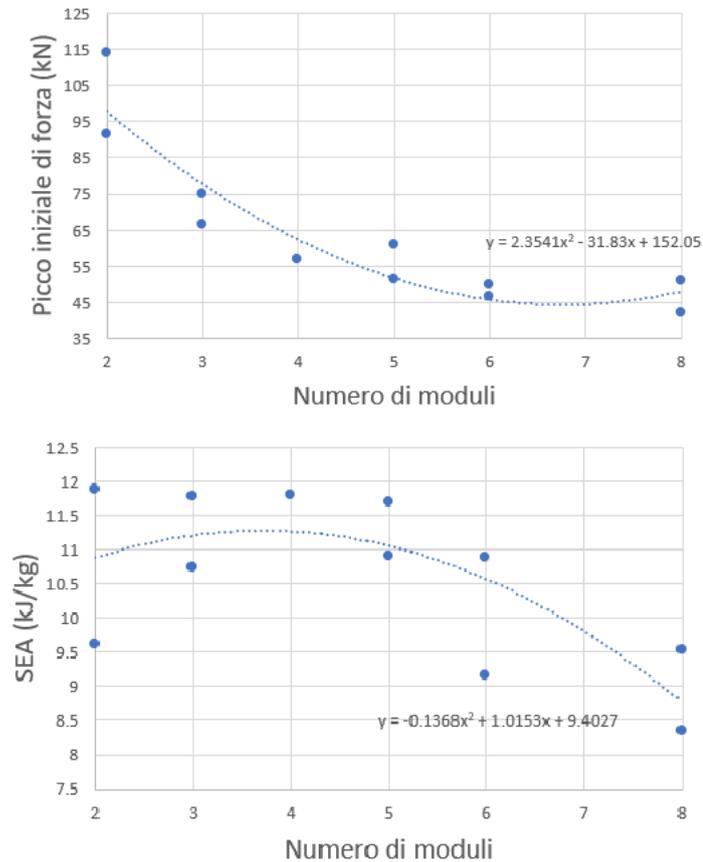


Figura 5.2: Influenza del numero di moduli presenti nella configurazione sul picco iniziale di forza e sul SEA .

Dai diagrammi è possibile osservare l'effetto del numero di moduli sul picco iniziale di forza. Scegliendo una configurazione con pochi moduli, il picco di forza sarà più elevato. Questo andamento della performance è stato riscontrato anche nell'analisi dei singoli moduli, dove con un modulo ad altezza minore si aveva un picco più basso. Aumentando il numero di moduli nella configurazione si avrà un calo del SEA e la crash box risulterà meno efficiente nell'assorbire energia da un urto.

5.2 Configurazioni con moduli ad altezza diversa

I risultati della precedente analisi sono stati considerati per definire una nuova configurazione di crash box, composta da moduli di altezza diversa per poterli utilizzare nel modo più efficiente in base alle loro caratteristiche.

Lo studio precedente ha evidenziato come l'utilizzo di moduli bassi diminuisca il picco iniziale di forza, mentre i moduli più alti hanno un SEA maggiore. Per il seguente motivo sono state realizzate configurazioni dove i primi moduli a deformarsi sono più bassi e gli ultimi hanno un'altezza maggiore per assorbire più energia.

N° configurazione	N° moduli	Valori di c (altezza) in mm
12	5	45(28)_50(43)_50(43)_48(43)_48(43)
13	6	45(25)_45(25)_50(37.5)_50(37.5)_48(37.5)_48(37.5)
14	6	45(25)_50(35)_48(35)_46(35)_44(35)_42(35)
15	6	45(25)_54(35)_52(35)_50(35)_48(35)_46(35)
16	6	45(25)_45(25)_48(37.5)_48(37.5)_48(37.5)_48(37.5)

Tabella 5.3: Configurazioni di crash box con moduli con altezza diversa.

Le configurazioni sono state simulate con le stesse condizioni viste precedentemente e i risultati sono stati i seguenti:

N° configurazione	Massa (kg)	Picco iniziale di forza (kN)	Energia assorbita (kJ)	SEA (kJ/kg)
12	0.296	52.07	3.11	10.51
13	0.301	53.73	3.38	11.24
14	0.303	53.97	3.07	10.15
15	0.302	53.85	3.16	10.47
16	0.301	53.93	3.24	10.76

Tabella 5.4: Risultati delle simulazioni delle configurazioni con moduli con altezza diversa.

Confrontando queste configurazioni con quelle a 5 e 6 moduli ad altezza costante, si può osservare che il picco è maggiore e il valore di SEA è prevalentemente minore. Questi risultati suggeriscono che la scelta di avere una variazione di altezza tra i moduli non è la via corretta per ottenere una crash box performante. Di queste crash box è stato studiato l'effetto dell'aumento dello spessore ed è stato osservato un peggioramento delle prestazioni.

5.3 Analisi della variazione dello spessore

L'energia assorbita dalle configurazioni viste fino a questo momento è molto minore rispetto a quella assorbita dalla crash box originale in acciaio. L'aumento dello spessore risulta essere l'unica soluzione per poter incrementare il livello di assorbimento di energia. La prima analisi riguarda l'effetto dell'incremento di spessore su una singola configurazione, considerando 4 diversi tipi di spessore e ne sono state valutate le performance. La configurazione analizzata è la 5mod_70_50 e gli spessori sono stati 6, 10, 16 e 20 layer.

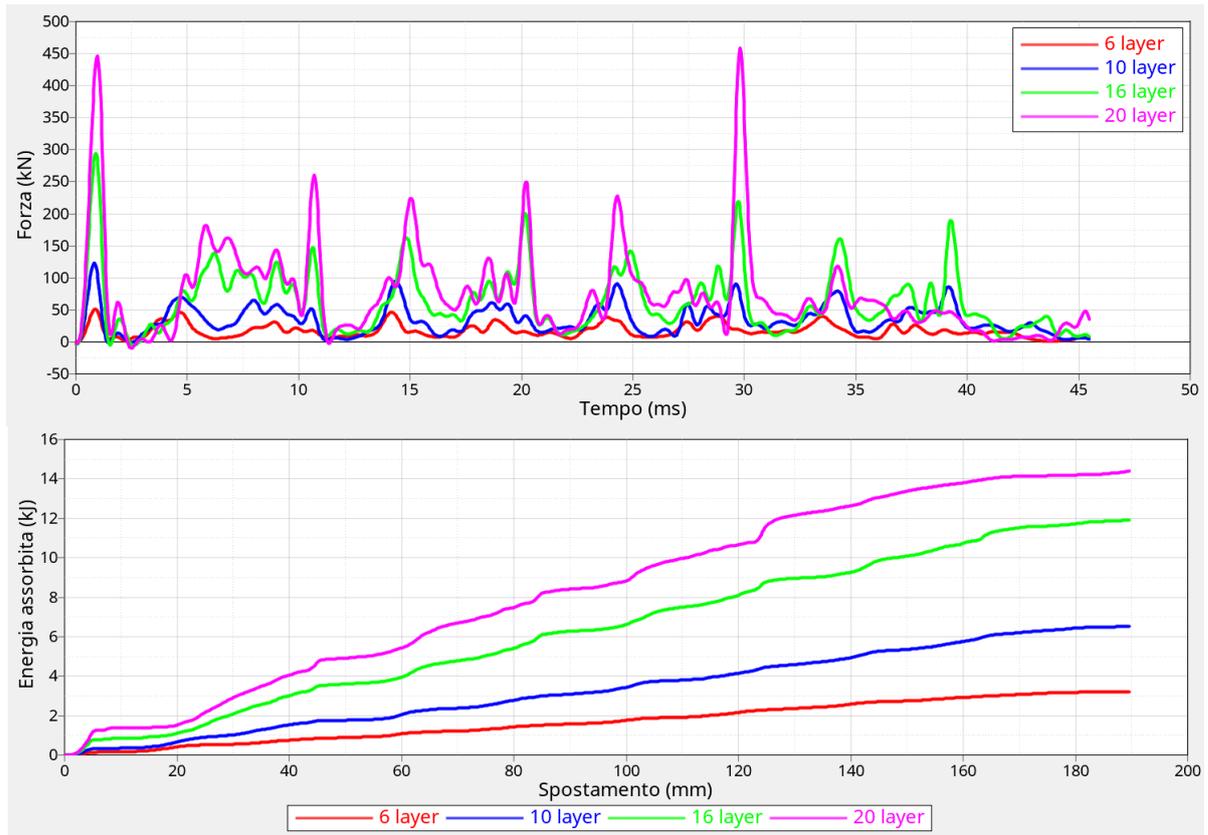


Figura 5.3: Influenza dello spessore delle configurazioni sulle curve di forza ed energia .

I diagrammi mostrano chiaramente l'effetto dello spessore sul picco di forza iniziale e sull'energia assorbita. In entrambi i casi si ha un aumento di questi parametri: in positivo per quanto riguarda l'energia assorbita, perché il valore si avvicina a quello di riferimento della crash box originale. L'aspetto negativo è dato dall'aumento del picco iniziale che causerebbe forti decelerazioni, dannose per gli occupanti del veicolo in caso di incidente. Nella tabella sono stati riportati i risultati delle performance per ogni spessore della configurazione 5mod_70_50.

5.3. Analisi della variazione dello spessore

N° layer	Massa (kg)	Picco iniziale di forza (kN)	Energia assorbita (kJ)	SEA (kJ/kg)
6	0.295	51.41	3.22	10.91
10	0.492	122.78	6.52	13.26
16	0.787	294.05	11.91	15.13
20	0.984	445.15	14.41	14.64

Tabella 5.5: Risultati della configurazione 5mod.70_50 con diversi spessori.

Un secondo aspetto positivo che si può osservare è la tendenza del SEA di aumentare con lo spessore, ad eccezione per il caso a 20 layer a causa della rottura prematura dell'ultimo modulo con conseguente forza nulla nell'ultimo tratto della deformazione.

L'aumento del SEA implica un aumento dell'efficienza della crash box nell'assorbire energia durante la deformazione.

L'aumento dello spessore rappresenta il modo corretto di incrementare le performance della struttura. L'effetto dell'aumento di spessore è stato analizzato anche su altre configurazioni per valutare quale di esse ne beneficia maggiormente. È stato aumentato lo spessore da 6 a 16 layer per valutarne l'effetto. Sono state escluse le configurazioni a 2 moduli a causa del picco iniziale elevato già a 6 layer e quelle a 8 moduli per i valori di SEA bassi. Delle altre configurazioni sono state considerate solo quelle che hanno presentato i risultati migliori a basso spessore.

N° configurazione	Massa (kg)	Picco iniziale di forza (kN)	Energia assorbita (kJ)	SEA (kJ/kg)
3	0.768	354.15	9.81	12.77
5	0.790	302.62	10.48	13.27
6	0.787	294.05	11.91	15.13
7	0.787	344.48	12.01	15.26
8	0.806	269.70	11.51	14.28
12	0.790	291.27	9.43	11.93
13	0.795	–	–	–

Tabella 5.6: Risultati delle migliori configurazioni con uno spessore di 16 layer (7.2 mm).

L'aumento di spessore ha un effetto diverso nelle configurazioni. La configurazione 13 accusa una rottura verticale della struttura nei primi istanti della deformazione e per questo motivo non è stato possibile avere valori delle sue performance. L'attenzione in questa analisi è riportata sul SEA e sull'energia assorbita in valore assoluto per valutare quale configurazione si avvicina maggiormente alla crash box originale. Le crash box con 5 moduli ad altezza costante (configurazioni 6 e 7) sono quelle che incrementano maggior-

5.4. Incremento delle prestazioni della configurazione

mente queste performance all'aumentare dello spessore. Esse hanno un SEA maggiore della crash box originale, mostrando perciò una maggiore efficienza della deformazione, ma l'energia assorbita in valore assoluto è ancora minore.

Dai risultati ottenuti dalle simulazioni a spessore maggiorato si è optato di utilizzare la configurazione 5mod_52_44 nella sostituzione della crash box originale, poiché il livello di energia assorbita è quello maggiore.

5.4 Incremento delle prestazioni della configurazione

La configurazione 5mod_52_44 a 16 layer presenta un picco iniziale di forza molto elevato confrontato con la compressione della crash box originale e un valore assoluto di energia assorbita inferiore, ma con un'efficienza maggiore.

Dalle analisi precedenti, si è osservato che lo spessore influisce fortemente sul picco iniziale. Quindi è possibile ridurre il numero di layer dei primi moduli che si deformano per limitare il picco iniziale di forza.

Alcuni studi presenti in letteratura [20], hanno analizzato le prestazioni di tubolari durante i test di compressione assiale realizzati con una variazione dello spessore (TVS) lungo il proprio asse. Le prestazioni sono state confrontate con quelle di un tubolare a spessore uniforme (TSU) avente la stessa massa. Le prestazioni delle strutture TRT risultano migliori, con un minor picco iniziale di forza e un maggior assorbimento d'energia.

Visti i risultati dello studio, la variazione di spessore è stata applicata alla struttura Origami per poter limitare il primo picco di forza. Questa tecnica permette di controllare la deformazione progressiva dei moduli, evitando rotture premature dei moduli alla base. Il modulo alla base è stato costruito con 20 layer, il numero di layer è stato ridotto progressivamente, fino ad arrivare al modulo in testa, realizzato con 12 layer. Il peso complessivo della struttura così definita è prossimo a quello della struttura UT.

I valori di c della struttura a TVS sono i medesimi della configurazione 5mod_52_44, ma è stato invertito l'ordine per avere i moduli più spessi con c maggiori, per garantire deformazioni corrette.

5.4. Incremento delle prestazioni della configurazione

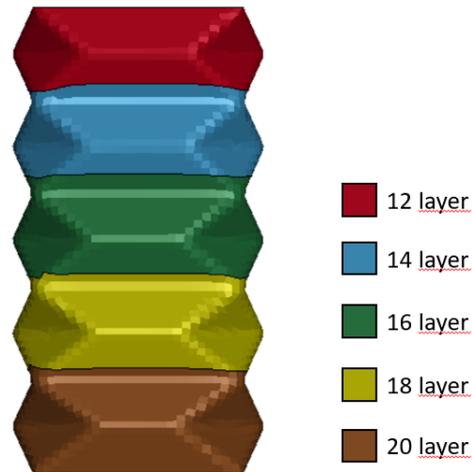


Figura 5.4: Configurazione 5mod_52.44 con variazione dello spessore lungo l'asse TVS.

Il modello FEM di questa nuova configurazione è stato simulato con le stesse condizioni viste precedentemente e i risultati sono stati i seguenti:

	Massa (kg)	Picco iniziale di forza (kN)	Energia assorbita (kJ)	SEA (kJ/kg)
TVS	0.797	203.63	11.65	14.62
TSU	0.787	344.48	12.01	15.26

Tabella 5.7: Risultati della configurazione con spessore uniforme e di quella a spessore variabile lungo la crash box.

5.4. Incremento delle prestazioni della configurazione

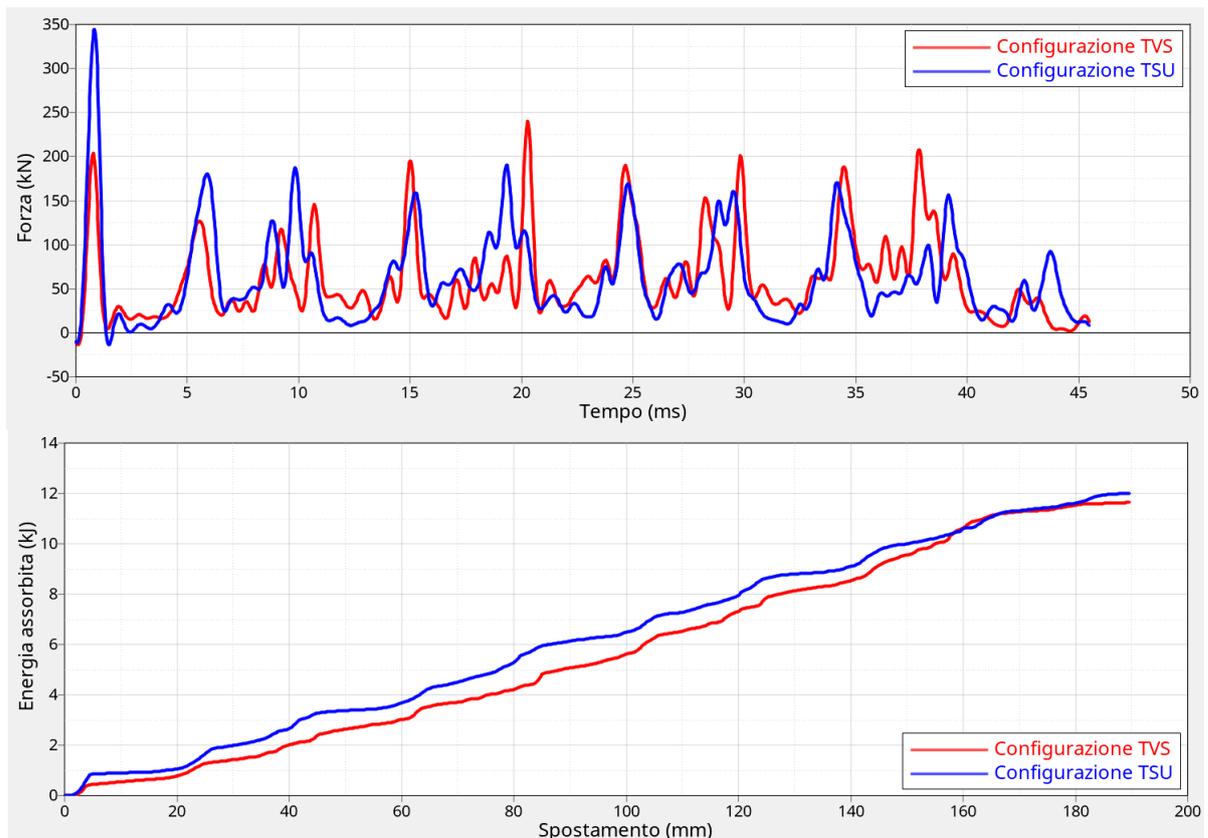


Figura 5.5: Curve di forza ed energia assorbita delle configurazioni 5mod_52_44 TVS e TSU.

L'effetto della variazione dello spessore lungo l'asse della struttura fa diminuire il picco iniziale di forza del 41%, ma al tempo stesso si riduce anche l'energia assorbita e la sua efficienza. Per quasi tutta la corsa del rigidwall, l'energia assorbita dalla crash box a variazione di spessore è inferiore a causa del minor materiale che si deforma. Dopo metà corsa, l'energia cresce fino a raggiungere quella del TSU ai 160 mm. Nelle fasi conclusive della deformazione, l'ultimo modulo della configurazione TVS si rompe verticalmente e non è più in grado di assorbire energia. Per questo motivo si raggiunge un livello inferiore di energia assorbita tra le due configurazioni.

Capitolo 6

Adattamento crash box al volume disponibile

La fase seguente consiste nel modificare la struttura per inserirla nel volume disponibile all'interno del veicolo, soprattutto per adattarla alla superficie inclinata del bumper. La struttura dovrà anche essere perfezionata per incrementare le prestazioni e migliorare quelle della crash box originale.

6.1 Test di compressione della crash box originale con rigidwall inclinato

Il test di compressione delle diverse crash box è stato ripetuto per adattare le condizioni alle nuove configurazioni di crash box modificate per essere inserite nel modello full-vehicle. In questo test si sono volute replicare le condizioni di deformazione imposte dal bumper durante l'urto. A tale scopo è stato inclinato il rigidwall dello stesso angolo della superficie del bumper, mantenendo la velocità di 16 km/h parallela all'asse della crash box.

Cambiando le condizioni di deformazione, è stato ripetuto il test anche sulla crash box originale per avere i valori di riferimento delle prestazioni.

6.1. Test di compressione della crash box originale con rigidwall inclinato

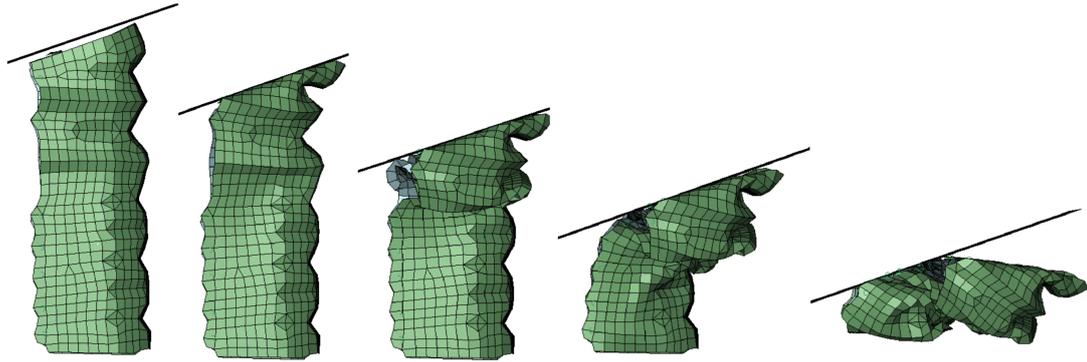


Figura 6.1: Evoluzione della deformazione della crash box nel test di compressione con rigidwall inclinato.

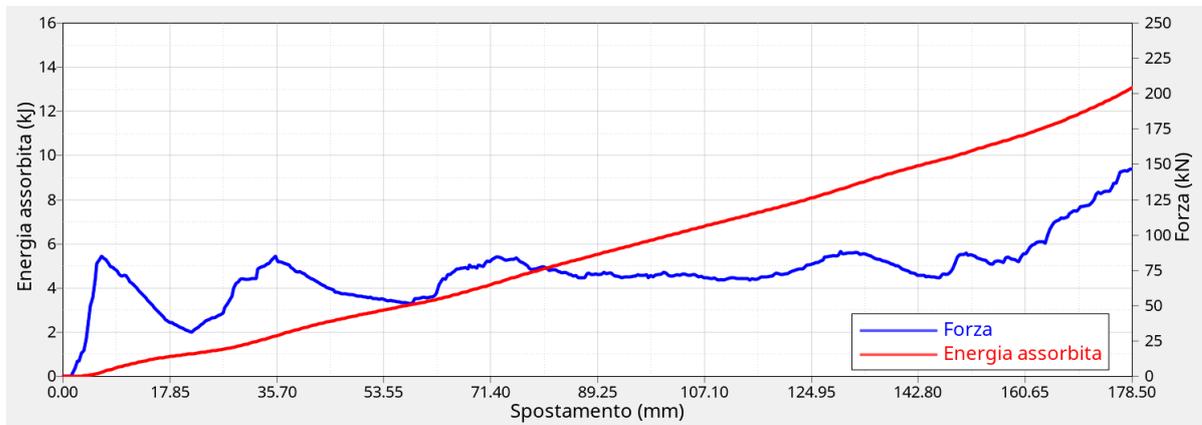


Figura 6.2: Curve di forza ed energia misurate durante il test di compressione della crash box originale con rigidwall inclinato.

Risultati della compressione della crash box originale con rigidwall inclinato	
Picco iniziale di forza (kN)	84.9
Energia assorbita (kJ)	13.16
Massa (kg)	1.05
SEA (kJ/kg)	12.53

Tabella 6.1: Risultati del test di compressione della crash box originale con rigidwall inclinato rispetto all'asse del componente.

Le nuove condizioni di esecuzione del test hanno cambiato il modo di deformarsi della crash box originale. Non ci sarà solo una compressione assiale, ma anche una sua rotazione della struttura, soprattutto nella seconda fase.

6.2. *Adattamento della crash box al volume disponibile*

Il diverso modo di deformarsi è dovuto dalle diverse rigidità della crash box lungo il suo asse analizzate nel precedente test.

La parte frontale ha una rigidità minore, data dalla maggior distanza delle saldature e dalla presenza delle pieghe di grandi dimensioni, che favoriscono la compressione assiale, come avveniva nel modello completo.

La seconda fase della deformazione della crash box presenta una differenza tra il test di compressione e l'impatto dell'intero veicolo contro la barriera indeformabile. La discrepanza è dovuta principalmente dalle condizioni di vincolo presenti nella parte frontale del componente. Nel modello completo, la parte frontale della crash box è vincolata al bumper e quindi la deformazione è imposta da quest'ultimo componente che si sposta solamente nella direzione assiale dell'automobile. Nella configurazione di compressione della sola crash box, i nodi dell'estremità inclinata non sono vincolati a nessun componente e la deformazione è imposta dal rigidwall, con un determinato coefficiente di attrito. Dopo la metà della corsa del rigidwall, la parte superiore della crash box incomincia a scivolare sulla superficie indeformabile, impedendo una compressione assiale.

6.2 **Adattamento della crash box al volume disponibile**

Il primo passo per adattare la crash box al volume è quello di includere nella struttura una geometria nella parte terminale per seguire l'inclinazione del bumper. A tale scopo è stato aggiunto un modulo con l uguale a quelli già presenti e tagliato per avere la stessa inclinazione della superficie del bumper. È stato scelto un c di 30 mm, dimensione massima per evitare la penetrazione con il bumper. Inserendo la struttura così composta si è osservato che non vi è più spazio per le piastre necessarie alla crash box per il fissaggio con il resto dei componenti del veicolo. Per ovviare al problema è stata ridotta l'altezza di un modulo da l di 40 mm a uno di 33 mm.

Dai risultati delle simulazioni precedenti, si è osservato che i picchi iniziali di forza sono maggiori di quelle relative alla crash box originale. Per limitare il problema del picco iniziale di forza, è stato inserito un trigger nel bordo, il quale impatta per primo con il rigidwall. Il trigger è un'irregolarità inserita all'interno di una struttura con lo scopo di raggiungere determinati obiettivi di performance [21]. I trigger possono essere di diversa tipologia, come la diminuzione improvvisa di spessore del materiale oppure possono essere dei fori inseriti in punti strategici. La stessa struttura Origami è composta da trigger, ovvero gli spigoli c rappresentano degli elementi che determinano la deformazione in un modo controllato.

Il trigger che è stato utilizzato corrisponde alla diminuzione del numero di layer del bordo frontale della struttura, passando da 12 a 6 layer.

Lo spessore dei moduli nelle configurazioni ha subito una modifica rispetto al paragrafo

6.2. Adattamento della crash box al volume disponibile

precedente per incrementare le prestazioni. Esclusi i due moduli alla base, per gli altri lo spessore è aumentato di due layer per assorbire maggiori quantità di energia. Sul lato destro della crash box è stata modificata la distribuzione dei diversi spessori per ottimizzare il modo di deformarsi dei vari moduli.

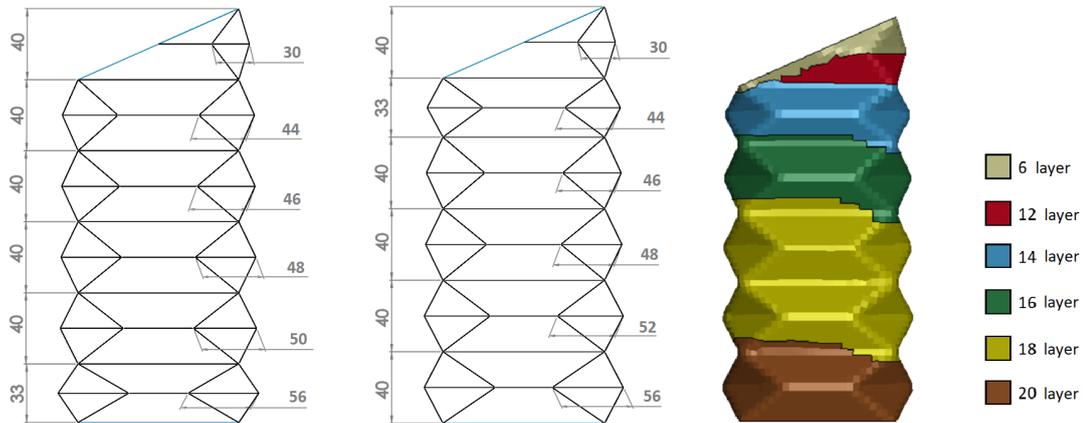


Figura 6.3: Dimensioni delle configurazioni 2 e 6 (rispettivamente a sinistra e al centro) e distribuzione degli spessori (a destra).

Di seguito sono state riportate le configurazioni simulate con le rispettive prestazioni.

N° configurazione	Valori di c (altezza) in mm
1	30(cut)_44_46_48_50_52(H33)
2	30(cut)_44_46_48_50_56(H33)
3	30(cut)_44(H33)_46_48_50_52
4	30(cut)_44(H33)_46_48_48_52
5	30(cut)_44(H33)_46_48_52_52
6	30(cut)_44(H33)_46_48_52_56

Tabella 6.2: Configurazioni con modulo tagliato.

6.2. Adattamento della crash box al volume disponibile

N° configurazione	Massa (kg)	Picco iniziale di forza (kN)	Energia assorbita (kJ)	SEA (kJ/kg)
1	0.868	127.7	15.03	17.31
2	0.873	120.6	13.55	15.52
3	0.876	96.9	14.79	16.89
4	0.874	123.4	16.15	18.47
5	0.878	117.4	17.23	19.62
6	0.877	92.2	17.54	20.00

Tabella 6.3: Risultati delle configurazioni con modulo tagliato.

Inizialmente il modulo più basso è stato inserito alla base della struttura (configurazione 1 e 2). Questo però causava una rottura prematura della struttura alla sua base, anche modificando i valori di c nei moduli interessati.

Per ovviare al problema è stato spostato il modulo ad altezza inferiore al primo modulo intero partendo dalla testa della struttura. Sono stati modificati i valori di c tra i moduli per ottimizzare la deformazione della crash box ed assorbire la maggior quantità di energia.

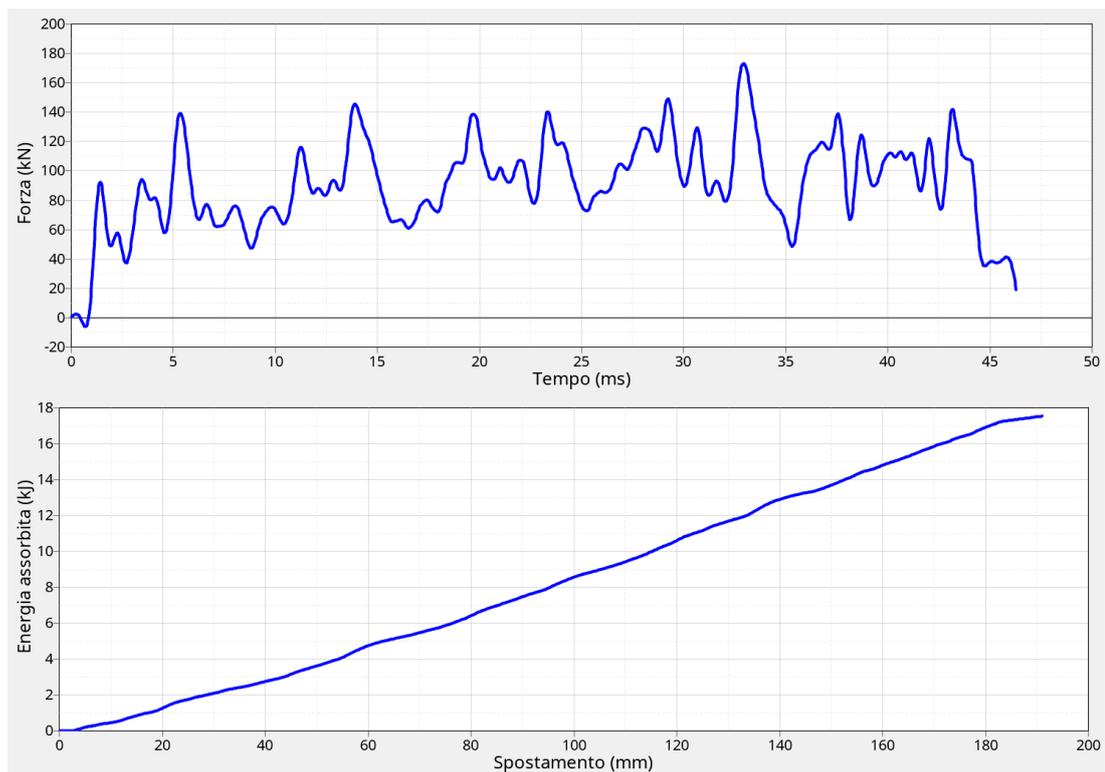


Figura 6.4: Curve di forza ed energia misurate durante il test di compressione della configurazione 6.

6.3. Inserimento dei bordi

La curva della forza ottenuta con la deformazione imposta da un rigidwall inclinata ha un andamento diverso rispetto a quella con rigidwall orizzontale. La forza tende a rimanere su valori maggiori di 60 kN durante la deformazione, mentre con il rigidwall perpendicolare alla velocità, la curva tendeva a valori nulli. Questo indica che la deformazione della crash box è migliore e che l'energia assorbita risulta maggiore.

La configurazione 6 è quella che presenta le prestazioni migliori. Rispetto al componente originale, la crash box incrementa l'energia assorbita del 33% e risulta essere più efficiente, dato che si assorbe più energia con un componente più leggero, raggiungendo un SEA di 20 kJ/kg, 59% in più.

L'inserimento del trigger diminuisce il picco iniziale di forza, dimezzando il valore rispetto alla configurazione migliore senza trigger, ma rimane comunque più alto della crash box originale. Per ridurre ulteriormente il picco, nelle configurazioni successive è stato ridotto lo spessore del trigger a 4 layer.

6.3 Inserimento dei bordi

La configurazione 6 della crash box a struttura Origami necessita di elementi che consentano il suo fissaggio con il resto del veicolo.

Le possibili soluzioni per vincolare componenti realizzati con materiali di natura diversa sono quelle di un fissaggio meccanico o di un incollaggio tra i componenti.

Il fissaggio meccanico, come rivetti o viti, necessita l'applicazione di fori alla struttura in materiale composito. L'effetto sarebbe quello di introdurre una concentrazione di stress e di interruzione delle fibre, causando complessivamente una riduzione delle proprietà meccaniche del materiale [2].

L'utilizzo di un adesivo eviterebbe la foratura del componente con conseguente perdita delle proprietà meccaniche. Per questo motivo è stato deciso di adottare questa soluzione ed è stato necessario inserire delle superfici per l'applicazione dell'adesivo.

Sono stati predisposti dei bordi in testa e alla base della crash box per inserire un adesivo per la giunzione dei componenti. Entrambi i bordi hanno una larghezza di 15 mm.

Il bordo in testa è stato inserito nella parte interna, perché all'esterno non vi è spazio essendoci i bordi del bumper.

Alla base, il bordo è stato disposto su tre lati in direzione esterna, poiché lo spazio disponibile in direzione interna del veicolo non consente l'inserimento del bordo.

6.3. Inserimento dei bordi

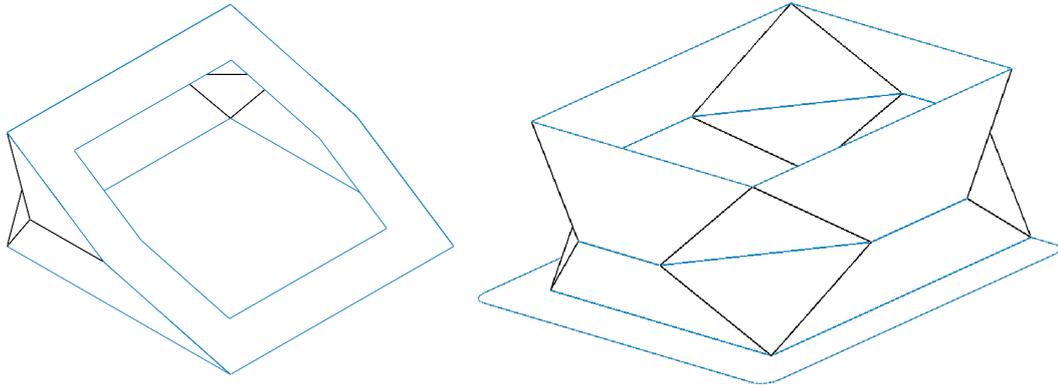


Figura 6.5: Bordo inserito nella superficie frontale (a sinistra) e nella superficie posteriore (a destra).

La configurazione così definita è stata testata con il test di compressione con il rigidwall inclinato e dai risultati è stata osservata una rottura prematura degli ultimi tre moduli, i quali si spaccano contemporaneamente verticalmente.

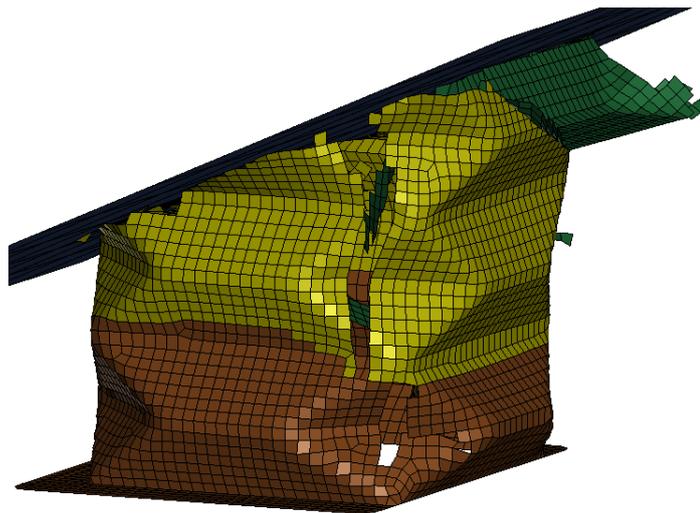


Figura 6.6: Rottura verticale degli ultimi moduli.

La rottura dei moduli in questa modalità limita l'assorbimento di energia e per risolvere il problema sono stati modificati i c dei moduli in modo da avere un cedimento della struttura appropriato.

Le configurazioni testate per ottenere quella definitiva sono presentate nella seguente tabella:

6.4. Inserimento del trigger geometrico

N° configurazione	Valori di c (altezza) in mm
6	30(cut)_44(H33)_46_48_52_56
7	30(cut)_44(H33)_46_48_56_56
8	30(cut)_44(H33)_48_52_56_56
9	30(cut)_44(H33)_46_48_54_56

Tabella 6.4: Configurazioni di crash box con i bordi per l'ottimizzazione.

N° configurazione	Massa (kg)	Picco iniziale di forza (kN)	Energia assorbita (kJ)	SEA (kJ/kg)
6	0.947	101.6	16.43	17.35
7	0.949	98.9	16.92	17.83
8	0.955	88.0	16.89	17.69
9	0.947	111.2	17.30	18.27

Tabella 6.5: Risultati delle simulazioni delle configurazioni di crash box con i bordi per l'ottimizzazione

La configurazione 9 risulta essere la migliore se si considera energia assorbita, 31% in più di quella originale a parità di test eseguito. Il SEA è aumentato del 45%.

Il picco iniziale di forza risulta essere l'unica prestazione negativa di questa configurazione di crash box, con un incremento del 31%.

6.4 Inserimento del trigger geometrico

La configurazione 9 ha fornito ottimi risultati in termini di energia assorbita, ma con un picco iniziale di forza alto che comporterebbe forti decelerazioni durante un incidente del veicolo. Non potendo più ridurre lo spessore, sono stati predisposti dei trigger geometrici nel bordo superiore della crash box.

Lo scopo del trigger è quello di indebolire la struttura nei punti interessati e riducendo quindi la forza necessaria alla sua deformazione [21].

I trigger impiegati in questa analisi sono dei fori di forma rettangolare di diversa dimensione e posizione rispetto al bordo.

6.4. Inserimento del trigger geometrico

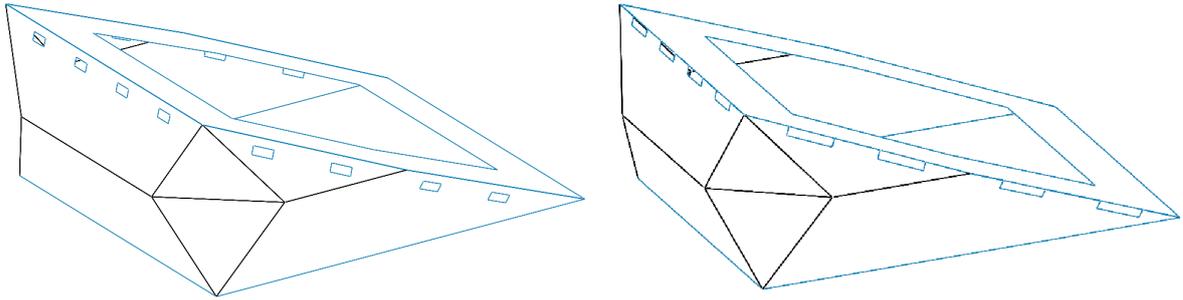


Figura 6.7: Due tipologie di trigger: trigger 1 (a sinistra) e trigger 2 (a destra).

Le dimensioni del trigger presente nell'immagine di sinistra (trigger 1) sono di 2 mm di altezza e 5 mm di larghezza e sono stati posizionati a 2 mm da bordo superiore.

Le dimensioni del trigger presente nell'immagine di destra (trigger 2) sono di 2 mm di altezza e 10 mm di larghezza e sono stati posizionati sul bordo superiore.

Le due diverse configurazioni sono testate e i risultati sono stati i seguenti:

Configurazione	Massa (kg)	Picco iniziale di forza (kN)	Energia assorbita (kJ)	SEA (kJ/kg)
Trigger 1	0.949	111.1	17.63	18.58
Trigger 2	0.947	85.0	17.79	18.79

Tabella 6.6: Risultati delle configurazioni di crash box con le due tipologie di trigger.

L'inserimento dei trigger incrementa ulteriormente l'energia assorbita rispetto alle configurazioni senza trigger, così come l'efficienza.

Il trigger 1 non contribuisce alla diminuzione del picco iniziale. La seconda configurazione di trigger invece consente di raggiungere i valori di riferimento della crash box originale. L'ultima configurazione rappresenta quella definitiva che andrà a sostituire quella originale all'interno del modello full-vehicle. I risultati evidenziano un incremento dell'energia assorbita del 35% e del SEA del 49%, un risparmio di peso del corpo centrale della crash box del 10%, mentre il picco iniziale di forza è maggiore dell'1%.

6.4. Inserimento del trigger geometrico

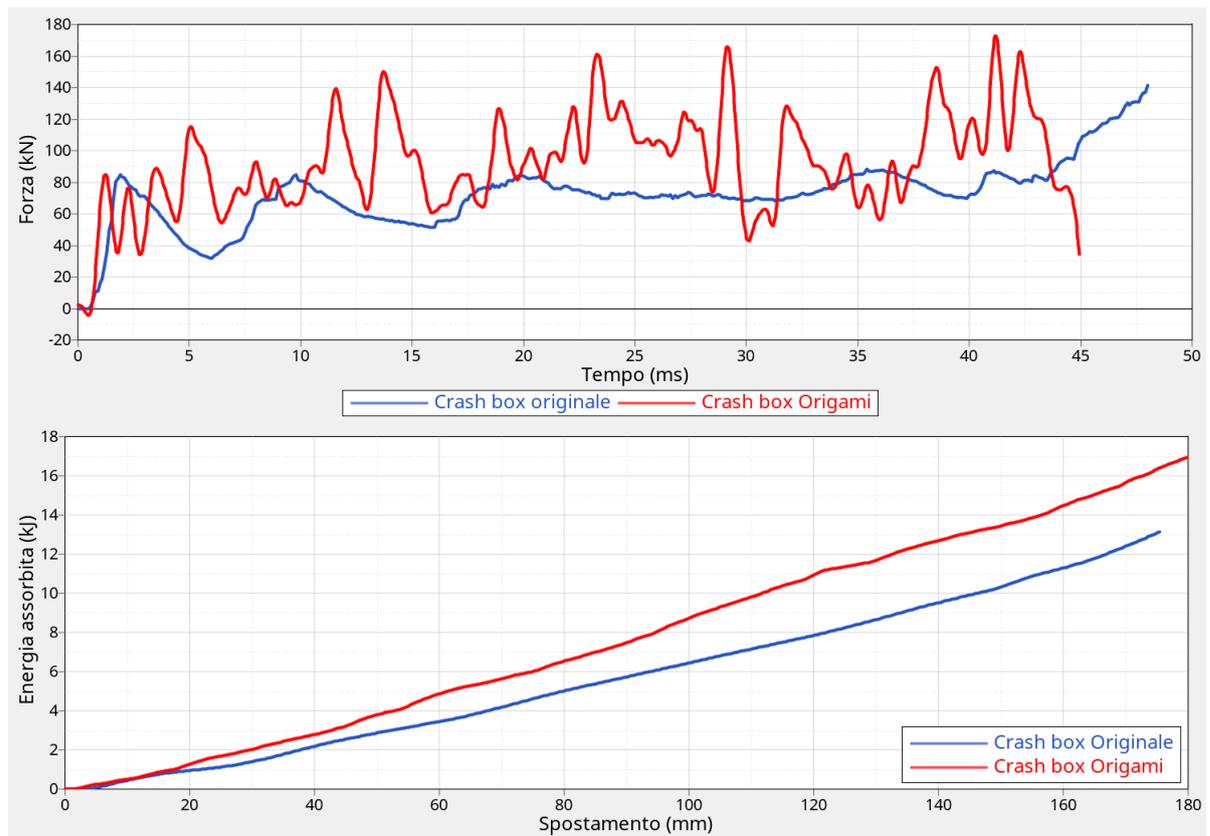


Figura 6.8: Confronto delle curve di forza ed energia assorbita relative alla crash box originale e quella a struttura Origami.

Capitolo 7

Inserimento della crash box nel modello full-vehicle

Il processo di costruzione della nuova crash box a struttura Origami è seguito dal suo inserimento all'interno del modello della Toyota Yaris, con la definizione dei nuovi collegamenti con il resto del veicolo.

La sostituzione della crash box è seguita dai test di impatto contro barriera rigida a tutta larghezza del veicolo con il nuovo componente e da un confronto delle prestazioni con il modello con la parte originale.

La configurazione della crash box è stata progettata con lo scopo di massimizzare le performance attraverso un test di compressione a velocità di deformazione costante. Le prestazioni della crash box ottenute con il test di compressione possono non replicarsi all'interno del modello completo. Questo perché la sua deformazione è il risultato dell'interazione con le diverse parti del veicolo e non sarà a velocità costante come avveniva precedentemente. Pertanto le prestazioni delle nuove crash box possono essere superiori o inferiori rispetto al caso di test a compressione.

7.1 Definizione delle nuove piastre

La nuova geometria della crash box richiede una sostituzione delle piastre per l'ancoraggio della stessa al bumper e ai longheroni.

La piastra frontale è stata ridisegnata per adattarla alla superficie frontale della crash box a struttura Origami. È stata replicata la forma esagonale della superficie del modulo tagliato. La piastra alla base della crash box è stata allungata per adattarla alle diverse dimensioni, mantenendo i bordi raccordati dell'originale.

Gli spessori e il materiale di queste piastre sono gli stessi delle rispettive piastre originali.

7.2. Assemblaggio della crash box e delle piastre nel modello full-vehicle

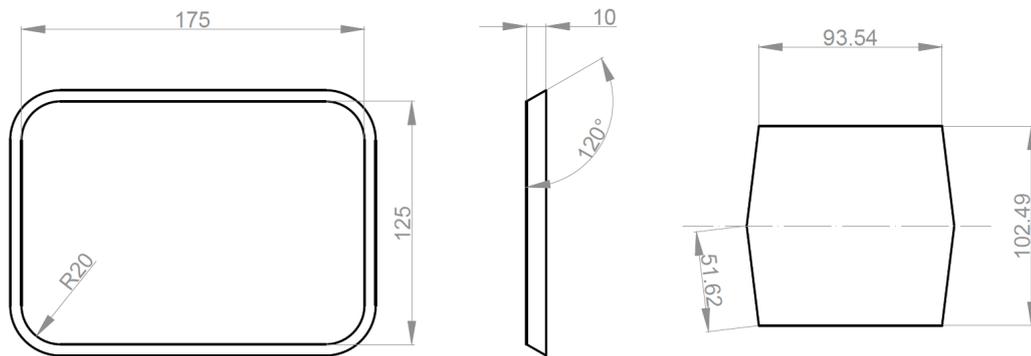


Figura 7.1: Dimensioni delle piastra posteriore (a sinistra e al centro) e della piastra frontale (a destra).

7.2 Assemblaggio della crash box e delle piastre nel modello full-vehicle

La fase successiva a quella di definizione delle nuove piastre è quella della scelta del tipo di collegamento con la crash box.

L'adesivo è stato modellizzato su LS-DYNA con CSPOT. La stessa keyword era stata utilizzata nel modello originale per modellizzare le saldature. Nella definizione dei nuovi collegamenti, sono stati disposti i CSPOT in modo da vincolare saldamente i componenti tra loro. Non c'è differenza nella definizione dei vincoli tra crash box destra e sinistra.

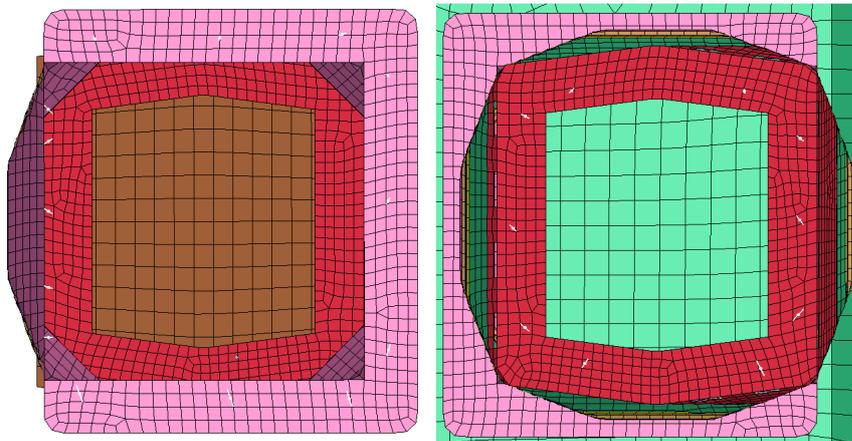


Figura 7.2: Disposizione dei CONSTRAINED_SPOTWELD alla base della crash box (a sinistra) e sulla sua superficie frontale (a destra).

7.2. Assemblaggio della crash box e delle piastre nel modello full-vehicle

I CSPOT sono riportati in colore bianco nell'immagine e sono:

- 10 tra la piastra frontale e la crash box;
- 14 tra la piastra inferiore e la crash box.

I vincoli tra le piastre e il resto del veicolo sono definiti con i CNRB, come nel modello originale. La quantità e la posizione dei CNRB sono state mantenute identiche al modello fornito da NHTSA.

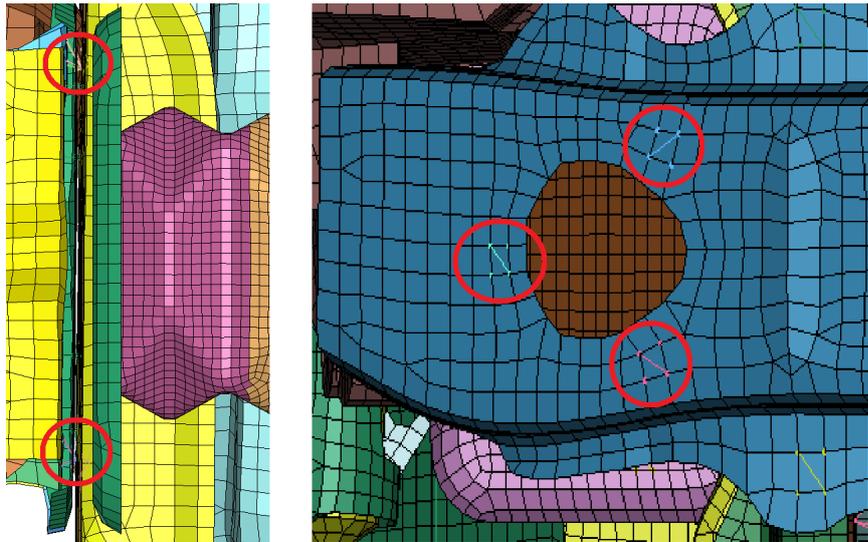


Figura 7.3: Disposizione dei `CONSTRAINED_NODAL_RIGID_BODY` sulla piastra posteriore (a sinistra) e sulla piastra frontale (a destra).

I CNRB sono:

- 3 tra la piastra frontale e il bumper;
- 2 tra la piastra superiore e il longherone. Ogni CNRB vincola contemporaneamente 4 componenti.

Dopo aver inserito i nuovi componenti nel modello full-vehicle ed averli vincolati, il modello è pronto ad essere simulato con il programma commerciale LS-DYNA.

7.3 Simulazioni full-vehicle

Il modello FEM della Toyota Yaris è pronto per essere simulato per valutare l'effetto dell'inserimento del nuovo componente all'interno del veicolo con diverse velocità iniziali del veicolo. Le condizioni iniziali influiscono fortemente sulla deformazione dei componenti e in particolar modo sulle crash box. Le velocità analizzate sono state di 56, 30 e 16 km/h. La prima velocità corrisponde a quella definita dalla NHTSA per l'esecuzione dei test ad impatto frontale. Mentre una velocità 16 km/h rappresenta quella di un urto a bassa velocità.

Sono state confrontate le performance in termini di decelerazioni del veicolo e di energia assorbita dalle crash box con le due diverse tipologie di componenti e con diverse velocità iniziali. È importante associare i valori di decelerazione agli istanti di deformazione delle crash box per dare una lettura completa alle informazioni delle simulazioni.

7.3.1 Velocità iniziale di 56 km/h

Questo valore di velocità iniziale fornisce un'energia cinetica sufficiente a deformare completamente le due configurazioni di crash box.



Figura 7.4: Deformazione della crash box Origami destra (in alto) e sinistra (in basso) con una velocità iniziale di 56 km/h.

La figura mostra il diverso comportamento delle due crash box all'interno del veicolo. La deformazione della crash box destra è completa ed è prevalentemente assiale. La crash box sinistra presenta un comportamento molto diverso con una rotazione della base della crash box imposta dalla piastra che la vincola al longerone. Questi due diversi tipi di

7.3. Simulazioni full-vehicle

deformazione sono causati dalla diversa rigidità del veicolo, come presentato nel capitolo relativo all'analisi delle crash box originali. La parte sinistra del veicolo risulta meno rigida e l'elevata quantità di energia cinetica causa una deformazione maggiore del longherone sinistro. Infatti, la parte frontale del longherone sinistro ruota verso l'esterno del veicolo, imponendo il movimento alla crash box come visibile nell'immagine.

Il calcolo dell'energia assorbita dalle due crash box durante l'urto consente di valutare le loro prestazioni e di confrontarle con quelle dei componenti originali. L'energia assorbita è stata valutata con l'integrale della forza sulla deformazione. La forza è quella trasmessa dalla crash box al resto del veicolo e per registrarla è stata disposta una sezione passante per gli elementi della base. Questa sezione valuta la forza agente su questi elementi per tutto lo svolgimento della simulazione. La deformazione è stata valutata come differenza di spostamento tra le due piastre di ogni crash box che le vincolano al resto del veicolo ed è stata approssimata successivamente da una o più rette a causa delle oscillazioni dei dati provenienti dal file originale.

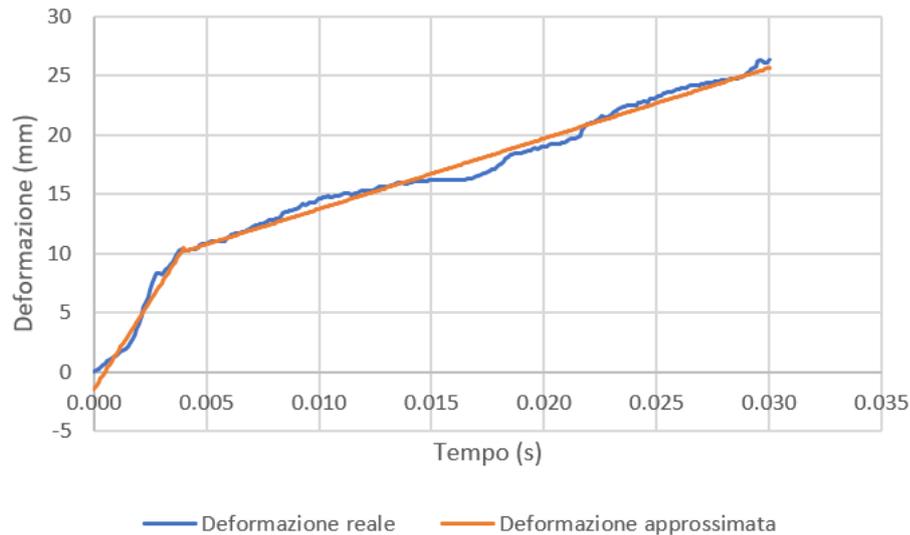


Figura 7.5: Esempio di approssimazione della curva tempo-deformazione con due tratti lineari.

L'energia assorbita così valutata rappresenta una stima del suo valore effettivo, ma permette un confronto con il valore relativo alla configurazione originale.

La somma dei valori di energia ottenuti dalla crash box a struttura Origami è inferiore a quella originale. È presente anche una differenza importante tra la crash box destra e quella sinistra, per entrambe le configurazioni. La rotazione della crash box sinistra Origami riduce la quantità di energia assorbita e non permette quindi di sfruttare completamente il componente durante l'urto.

Sono state confrontate anche le curve di decelerazione tra le due configurazioni.

7.3. Simulazioni full-vehicle

Configurazione	Posizione	Energia (kJ)
Originale	Destra	13.4
	Sinistra	16.2
Origami	Destra	13.2
	Sinistra	10.4

Tabella 7.1: Energia assorbita dalle crash box con una velocità iniziale del veicolo di 56 km/h.

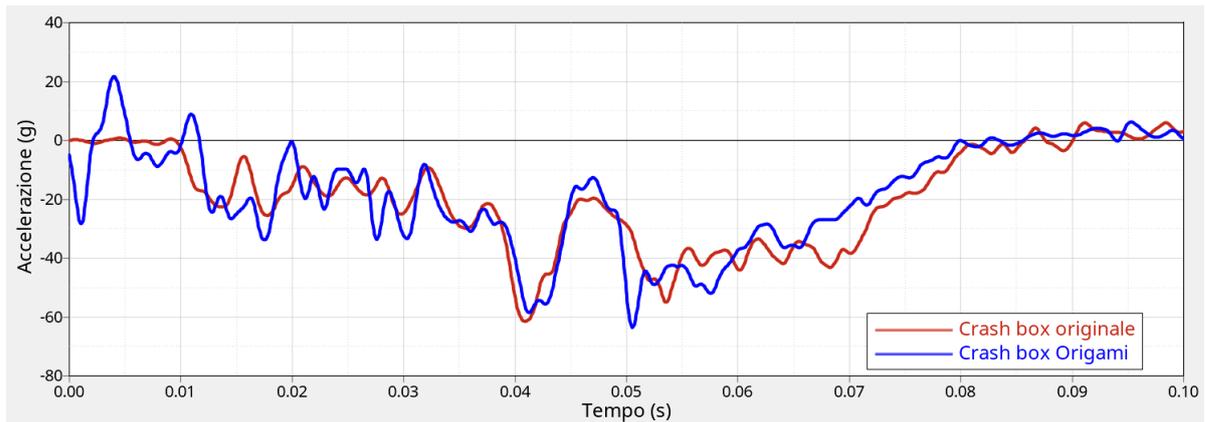


Figura 7.6: Curve di decelerazione filtrate a 180 Hz. Condizione di velocità iniziale di 56 km/h.

Dalle curve è possibile osservare che le curve hanno andamenti e valori dei picchi di decelerazione simili. Il picco di decelerazione per la configurazione originale è pari a 61.5 g, mentre 63.5 g per quella Origami ed avvengono in momenti diversi. È importante sottolineare che questi valori corrispondono ad istanti in cui la crash box ha già raggiunto la deformazione massima, che si verifica all'istante 0.03 s. Questo significa che con questa velocità iniziale del veicolo, la crash box non influisce sul picco massimo di decelerazione.

7.3.2 Velocità iniziale di 16 km/h

Le crash box sono dispositivi progettati per assorbire un urto a bassa velocità e per questo motivo è stata analizzata una condizione di urto a velocità iniziale più bassa, pari a 16 km/h.

L'energia cinetica del veicolo risulta non essere sufficiente a deformare integralmente le crash box e l'unica parte che assorbe energia di questi componenti è quella frontale. Per quanto riguarda la crash box Origami, solo il modulo tagliato e il primo modulo intero si deformano.

Come nel caso precedente è stata stimata l'energia assorbita dalle crash box Origami per poterne confrontare il valore con quelle nuove. Sono state confrontate anche le curve di decelerazione ed i risultati sono stati riportati di seguito.

7.3. Simulazioni full-vehicle

Configurazione	Posizione	Energia (kJ)
Originale	Destra	2.2
	Sinistra	2.3
Origami	Destra	1.1
	Sinistra	0.7

Tabella 7.2: Energia assorbita dalle crash box con una velocità iniziale del veicolo di 16 km/h.

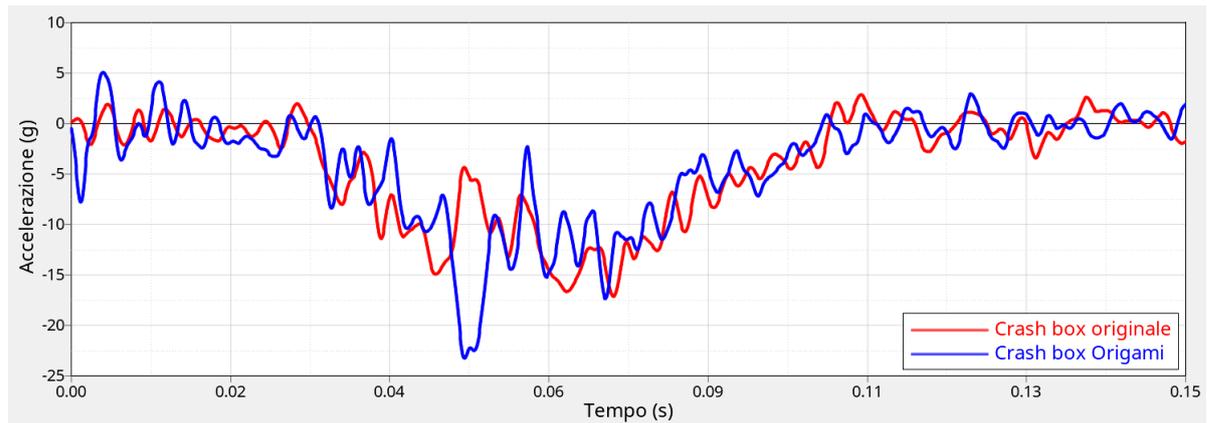


Figura 7.7: Curve di decelerazione filtrate a 180 Hz. Condizione di velocità iniziale di 16 km/h.

L'energia assorbita dalle nuove crash box è molto inferiore a quella relative ai componenti originali. Il livello di energia bassa si ripercuote anche sulla decelerazione del veicolo durante l'impatto con la barriera indeformabile. Infatti, le curve mostrano come il picco di decelerazione sia maggiore nel caso di crash box Origami rispetto a quella originale. Inoltre, avvengono anche in questo caso ad istanti diversi.

7.3.3 Velocità iniziale di 30 km/h

I due valori di velocità iniziale visti precedentemente hanno mostrato dei limiti per la valutazione degli prestazioni della crash box all'interno del veicolo durante l'urto. La prova a 56 km/h mostrava un picco di decelerazione a crash box già deformata, mentre in quella a 16 km/h si aveva una deformazione minima. Per tali ragioni è stata eseguita una terza prova ad una velocità intermedia di 30 km/h.

7.3. Simulazioni full-vehicle

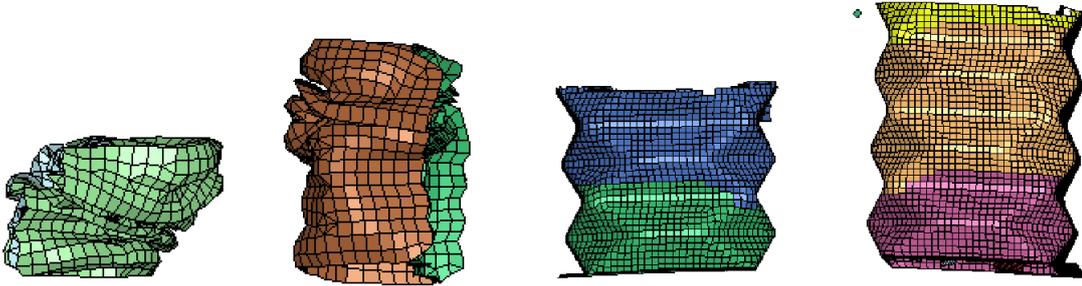


Figura 7.8: Deformazione finale delle crash box originali sinistra e destra e Origami sinistra e destra (da sinistra verso destra) con velocità iniziale di 30 km/h.

La deformazione delle crash box presenta un diverso comportamento tra lato destro e sinistro, per entrambe le configurazioni. Le crash box sinistre presentano una deformazione maggiore a causa della diversa rigidità del veicolo e questo comporta un'energia assorbita maggiore per il lato sinistro a parità di configurazione. La crash box sinistra originale si deforma completamente, mentre quella Origami mantiene gli ultimi due moduli e mezzo indeformati al termine dell'urto.

Configurazione	Posizione	Energia (kJ)
Originale	Destra	8.1
	Sinistra	12.8
Origami	Destra	5.6
	Sinistra	8.4

Tabella 7.3: Energia assorbita dalle crash box con una velocità iniziale del veicolo di 30 km/h.

Dalle simulazioni sono state ottenute le seguenti curve di decelerazione.

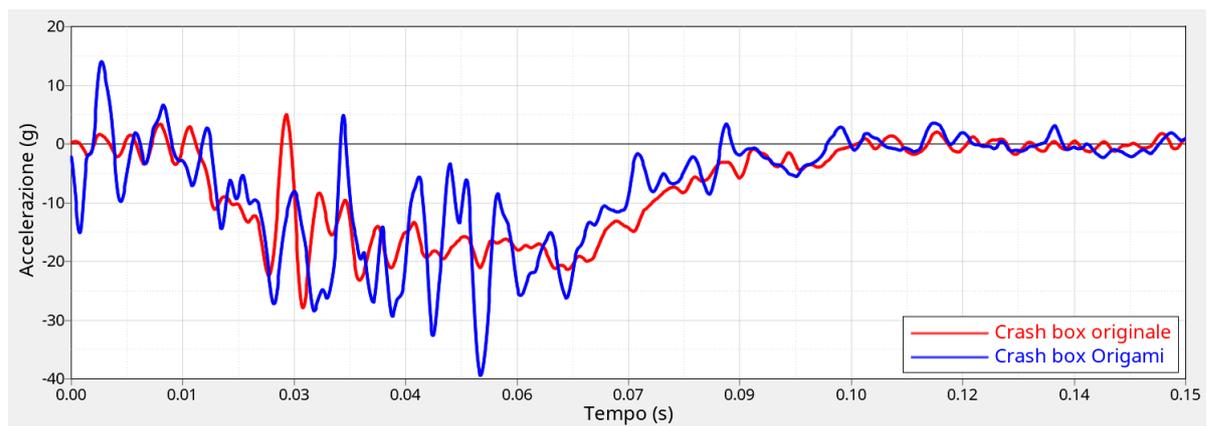


Figura 7.9: Curve di decelerazione filtrate a 180 Hz. Condizione di velocità iniziale di 30 km/h.

7.3. Simulazioni full-vehicle

I valori di decelerazione si riducono notevolmente rispetto alla velocità iniziale del veicolo di 56 km/h e anche in questo caso si ha una differenza tra gli istanti in cui si ha il picco tra le due configurazioni. La configurazione Origami presenta un picco di decelerazione di 39.4 g, mentre quella originale di 27.9 g. La configurazione con la crash box a struttura Origami presenta forti oscillazioni nella decelerazione a causa dell'eliminazione degli elementi della crash box durante la deformazione.

Capitolo 8

Conclusioni

L'attività si è concentrata sulla costruzione di una crash box innovativa, con struttura Origami in materiale composito da poter inserire all'interno dell'automobile Toyota Yaris Sedan del 2010.

Il lavoro è iniziato con l'analisi del modello FEM della crash box originale e del volume disponibile per l'inserimento del nuovo componente.

Nella fase successiva sono state definite le condizioni del test di compressione delle crash box originale e a struttura Origami, per confrontare le prestazioni in termini di forza necessaria per la deformazione e di energia assorbita.

Nella fase successiva sono stati costruiti i moduli Origami e sono state valutate le prestazioni al variare delle caratteristiche geometriche. Lo stesso procedimento è stato eseguito su crash box a struttura Origami per individuare la soluzione più efficiente.

Nelle strutture Origami sono state utilizzate caratteristiche costruttive per incrementare le prestazioni delle crash box come: l'aumento di spessore, la variazione dello spessore lungo l'asse e l'utilizzo di trigger. Dai risultati è stato osservato che la variazione dello spessore permette una deformazione progressiva dalla parte frontale fino alla base. Questo consente di controllare la rottura del componente per sfruttare la maggior quantità di materiale nell'assorbimento di energia.

I trigger sono stati utilizzati nella struttura per ridurre il picco iniziale di forza fino a raggiungere la prestazione del componente originale.

Il risultato di questo processo è quello di aver realizzato una nuova crash box con prestazioni migliori nel test di compressione, con un incremento dell'energia assorbita del 35% e una diminuzione del peso del 10%, mantenendo lo stesso valore di picco iniziale di forza. Dopo aver individuato la configurazione di crash box con le migliori prestazioni nel test di compressione, essa è stata sostituita nel modello FEM del veicolo per valutare l'effetto. Le prestazioni della crash box Origami ottimizzata con i test di compressione sono risultate inferiori di quelle relative a quella originale. Le nuove crash box assorbono minor quantità di energia e il veicolo subisce picchi di decelerazione maggiori, pericolosi per la salute degli occupanti del veicolo.

Questa diminuzione delle prestazioni è causata da una diversa risposta del nuovo componente alle condizioni di deformazione. Nel test di compressione le condizioni di carico rimangono costanti, mentre all'interno del veicolo variano in ogni istante. Questo è causato dalla deformazione dei componenti vicini alla crash box durante l'impatto che comporta una diversa applicazione delle forze che la deformano.

L'incremento delle prestazioni delle crash box all'interno del veicolo richiederebbe un secondo processo di ottimizzazione delle configurazioni, il quale potrà essere svolto in lavori futuri. Un'analisi che potrebbe essere eseguita in futuro su questo componente riguarda l'esecuzione di altre tipologie di test di impatto per valutare le prestazioni delle nuove crash box in differenti condizioni di incidente.

Ringraziamenti

La stesura della Tesi di Laurea Magistrale segna la conclusione di un percorso universitario di oltre cinque anni, accompagnato da molte persone che vorrei ringraziare.

Vorrei ringraziare il mio relatore, il professore Belingardi, per avermi dato la possibilità di lavorare a questo progetto.

Un ringraziamento a Raffaele, Dario, Alberto e Carlo per avere seguito il mio lavoro passo a passo e per la grande disponibilità in questi mesi di lavoro a distanza non facili.

Un grazie infinito è riservato a mamma e papà, senza i quali oggi non sarei qui a festeggiare il raggiungimento di questo importantissimo e sudatissimo obiettivo. Mi hanno incitato nel percorrere questa strada nei momenti di sconforto e nell'inseguire i miei sogni. Hanno sempre creduto in me e mi hanno permesso di vivere questi anni passati sui libri nel miglior modo immaginabile, offrendomi più di quanto avessi bisogno.

Un grazie infinito è per mio fratello, per essere stato sempre la mia spalla in questi anni, soprattutto quando era difficile starmi accanto. A Valentina per avermi ascoltato nei momenti di sconforto delle stressanti sessioni d'esame.

Alle nonne, zie, zii e cugini devo un enorme grazie per tutto l'amore che mi hanno dimostrato negli anni.

Un grazie speciale agli amici di una vita con i quali ho condiviso e condividerò momenti fantastici e indimenticabili che rimarranno sempre nel mio cuore. Sono consapevole che nei mesi di sessione sono stato meno presente, ma era per una buona causa.

Un grazie immenso agli amici conosciuti grazie all'università, quelli di Via Cassini 7. Hanno reso unici ed indimenticabili questi cinque anni passati insieme. Non dimenticherò mai le chiacchierate e le risate nelle pause tra le lezioni. Ad Alessandro un ulteriore grazie per tutte le ore di chiamate su Teams degli ultimi lunghi mesi insieme.

Un grazie speciale agli amici del sidecar con i quali ho condiviso week end di svago tra circuiti e tavolate lunghissime di persone fantastiche.

Un grazie anche a me stesso, per non essermi mai arreso e per aver dato il massimo nel raggiungere i miei obiettivi, ritagliando momenti per stare con gli amici e coltivare le mie passioni.

Balangero, 15 Aprile 2021

Bibliografia

- [1] ACI, "*Sicurezza stradale*".
<<http://www.aci.it/laci/sicurezza-stradale.html>>.
- [2] Yusof N.S.B., Sapuan S.M., Sultan M.T.H., Jawaid M., Maleque M.A. "*Design and materials development of automotive crash box: a review*", *Ciência Tecnologia dos Materiais* 29, 2017.
- [3] "*Low velocity Impact, Vehicular Damage and Passenger Injury*", *Cranio: the journal of craniomandibular practice*, 1998.
- [4] EURONCAP, "*Sicurezza dei veicoli*".
<<https://www.euroncap.com/it/sicurezza-dei-veicoli/la-valutazione-in-dettaglio/sicurezza-degli-adulti/>>.
- [5] NHTSA, "*Test Procedures*".
<<https://www.nhtsa.gov/vehicle-manufacturers/test-procedures>>
- [6] Dhafer M., Randa R. S., Chongzhen Cui Cing-Dao K. "*Extended Validation of the Finite Element Model for the 2010 Toyota Yaris Passenger Sedan*".
- [7] LIVERMORE SOFTWARE TECHNOLOGY CORPORATION (LSTC), "*LS-DYNA® KEYWORD USER'S MANUAL*", 2017.
- [8] Gugliotta A., "*Elementi finiti*". Otto Editore, 2002.
- [9] Wu S., Gu L., "*Introduction to the Explicit Finite Element Method for Nonlinear Transient Dynamics*". New York: Wiley, 2012.
- [10] Oasys, "*LS-DYNA Introduction to contacts*".
<<https://www.oasys-software.com/dyna/wp-content/uploads/2020/01/Intro-to-Contacts.pdf>>.
- [11] DYNAmore, "*Properties Limits: Review of Shell Element Formulations*", 2013.
<<https://www.dynamore.de/de/download/papers/2013-ls-dyna-forum/documents/review-of-shell-element-formulations-in-ls-dyna-properties-limits-advantages-disadvantages>>.

Bibliografia

- [12] LS-DYNA support, "*Tutorials*". <<https://www.dynasupport.com/tutorial>>
- [13] Matteis P., *Dispense del corso "Materiali per l'industria meccanica"*. Corso di Laurea magistrale in Ingegneria Meccanica. Politecnico di Torino.
- [14] Jiayao M., Zhong Y., "*Energy Absorption of Thin-Walled Square Tubes With a Pre-folded Origami Pattern—Part I: Geometry and Numerical Simulation*", University of Oxford, 2014.
- [15] Sikorski P., Krenz T., "*Quad-dominant mesh improvement using medial axis*", Procedia Engineering 00, 2017.
- [16] Lin Y., Haoyuan S., Jiayao M., Zhong Y., "*Quasi-static impact of origami crash boxes with various profiles*", Thin-Walled Structures 141, 2019.
- [17] Belingardi G., *Dispense del corso "Design of Lightweight and composite structures"*. Corso di Laurea magistrale in Ingegneria Meccanica. Politecnico di Torino.
- [18] Ciampaglia A., Fiumarella D., Boursier Niutta C., Ciardiello R., Belingardi G., "*Impact response of an origami-shaped composite crash box: Experimental analysis and numerical optimization*". Composites Structures 256, 2021.
- [19] Feraboli P., Wade B., Deleo F., Rassaian M., Higgins M., Byar A., "*LS-DYNA MAT54 modeling of the axial crushing of a composite tape sinusoidal specimen*". Composites: Part A 42, 2011.
- [20] Rihuan L., Weizhao G., Xianlei H., Weihai L., Yiwen L., Xianghua L., "*Crushing analysis and crashworthiness optimization of tailor rolled tubes with variation of thickness and material properties*". International Journal of Mechanical Sciences 136, 2018.
- [21] Nasir H. N., Srinivasa P. R., Yendluri V. D., "*Low velocity Impact Characterization of Glass Fiber Reinforced Plastics for Application of Crash Box*". Materials Today: Proceedings 4, 2017.