POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica Tesi di Laurea Magistrale

Valutazione delle modalità di collasso di una crash box in composito con struttura origami soggetta ad impatto obliquo



Relatore Prof. Giovanni Belingardi Correlatori

Dario FIUMARELLA Alberto CIAMPAGLIA Candidato Alessandro Antonini

Anno Accademico 2020/2021

A nonna Elia e nonno Tonino.

Sommario

Un tema centrale al giorno d'oggi nell'industria automotive è la valutazione della sicurezza del veicolo durante un urto, eseguita tramite oppurtuni crash test. I dipositivi che intervengono quando la sicurezza dei passeggeri è a rischio sono di due tipologie: i sistemi di sicurezza attivi e passivi. Tra i passivi, ovvero quelli che hanno il compito di ridurre gli effetti negativi durante l'impatto, troviamo il telaio deformabile e più nello specifico la crash box, un componente a struttura tubolare capace di assorbire una grande quantità di energia durante l'urto nonostante le sue esigue dimensioni. Questo dispositivo di sicurezza presenta una geometria in grado di garantire una deformazione controllata assorbendo la gran parte dell'energia cinetica dell'urto. Lo scopo di questo studio è la sostituzione della crash box in metallo a struttura tubolare, presente sulla vettura Toyota Yaris(2010), con una crash box in materiale composito con struttura di tipo "Origami" (Material Replacement). Tramite l'utilizzo del software commerciale Ls-Dyna è stato possibile realizzare e testare il modello ad elementi finiti della nuova crash box soggetta ad impatto obliquo. È stata valutata l'influenza dei parametri geometrici della struttura sul livello di energia assorbita durante l'impatto per arrivare ad una configurazione ottimale.

In conclusione, per verificare gli effetti che il nuovo componente può apportare al veicolo, è stata reintrodotta nello stesso e testato mediante un crash test del tipo "Barriera mobile con elemento deformabile progressivo", test standard da programma Euroncap.

Indice

1	Introduzione	1
2	Test frontale su tutta la larghezza2.1Modello agli elementi finiti2.2Teoria degli elementi finiti2.2.1Elementi2.2.2Contatti2.2.3Collegamenti2.3Componenti della struttura2.4Materiali2.5Risultati2.5.1Full vehicle2.5.2Crash Box	3 3 5 6 7 8 9 11 14 14 14
3	Test frontale disassato 3.1 Modello agli elementi finiti 3.2 Risultati 3.2.1 Full Vehicle 3.2.2 Crash Box	 20 21 21 24
4	Definizione modulo in composito con struttura ad origami 4.1 Struttura ad origami 4.2 Creazione singolo modulo 4.3 Materiale composito 4.3.1 Ottimizzazione parametri del trigger 4.3.2 Ottimizzazione parametri del materiale	26 28 29 34 37
5	Scelta della configurazione per la simulazione numerica 5.1 Risultati 5.1.1 Configurazione A 5.1.2 Configurazione B	39 40 40 41

Indice

6	Cra	sh Box con struttura origami in materiale composito	44
	6.1	Parametri progettuali	44
	6.2	Geometria di partenza	46
	6.3	Ottimizzazione geometria	50
		6.3.1 Variazione uniforme di C	51
		6.3.2 Variazione assiale di C	54
		6.3.3 Aumento spessore	57
_			
7	Ma	erial Replacement nel modello Full-Vehicle	60
7	Ma 7.1	erial Replacement nel modello Full-Vehicle Modifiche modello	60 60
7	Ma 7.1 7.2	erial Replacement nel modello Full-Vehicle Modifiche modello	60 60 63
7	Mat 7.1 7.2 7.3	erial Replacement nel modello Full-VehicleModifiche modello	60 60 63 64
7	Mat 7.1 7.2 7.3	erial Replacement nel modello Full-VehicleModifiche modelloCollegamentiRisultati7.3.1Test frontale disassato 15 km/h	60 60 63 64 65
7	Mat 7.1 7.2 7.3	erial Replacement nel modello Full-VehicleModifiche modelloCollegamentiRisultati7.3.1Test frontale disassato 15 km/h7.3.2Test frontale disassato 25 km/h	60 63 64 65 66
7	Mat 7.1 7.2 7.3	erial Replacement nel modello Full-VehicleModifiche modelloCollegamentiCollegamentiRisultati7.3.1Test frontale disassato 15 km/h7.3.2Test frontale disassato 25 km/h7.3.3Test frontale disassato 35 km/h	60 63 64 65 66 69

Elenco delle figure

2.1	Confronto tra modello reale e numerico.	4
2.2	Formulazione di Belytschko-Tsay(sx), Fully-integrated(dx) [6]	6
2.3	Keyword Section_Shell.	7
2.4	Contatti tra elementi piastra[7]	7
2.5	Esempio di CNRB tra due componenti	8
2.6	Vista frontale del bumper plastico (in alto), collegamenti del bumper pla-	
	stico (in basso).	9
2.7	Collegamenti del bumper in acciaio	9
2.8	Crash Box in acciaio.	10
2.9	Parte del telaio deformabile.	11
2.10	Curva stress vs deformazione e influenza della velocità di deformazione [9].	12
2.11	Curva tensione vs deformazione implementata nella keyword	13
2.12	Modello del test frontale contro rigidwall	14
2.13	Andamento energia cinetica ed energia assorbita del sitema	15
2.14	Accellerazione assiale nel centro di massa non filtrata (in alto) filtrata (in	
	basso)	16
2.15	Forza applicata al rigidwall in funzione dello spostamento	17
2.16	Frame in due istanti durante l'urto	17
2.17	Energia assorbita dai componenti del veicolo	18
2.18	Evoluzione della deformazione della crash box durante l'impatto frontale	19
3.1	Impostazione iniziale del test frontale disassato.	20
3.2	Struttura dalla barriera mobile deformabile.	21
3.3	Struttura dei componenti a maggior assorbimento di energia.	22
3.4	Andamneto energia assorbita totale e dei componenti a maggior assorbimento.	22
3.5	Confronto accelerazione longitudinale e laterale	23
3.6	Confronto forza longitudinale e forza laterale applicata sui blocchi della	
	barriera	23
3.7	Inclinazione raggiunta durante l'urto	24
3.8	Deformazione della crash box durante l'urto	25

4.1	Pattern della struttura ad origami e relativo modulo [10]	27
4.2	Linee di cerniera plastica e angoli caratteristici della struttura ad origami	07
4.9	$\begin{bmatrix} III \end{bmatrix} \dots \dots$	27
4.5	Dependenti per la valutazione della distanzione degli elementi [4]	28
4.4	Farametri per la valutazione della distorsione degli elementi $[4]$	29 20
4.0	Keyword Part composite	30 29
4.0	Caratteristics sforze deformazione nella direzione delle fibre (in alte) e nella	52
4.1	diroziono della matrico (in basso)	22
18	Andamento forza sporimentalo[12]	34 34
4.0	Modulo singolo con trigger	34
4.5	Andamente della forza della simulazioni a confronte con la curva sporimentale	36
4.10	Andamento della forza (simulazione $N^{\circ}48$) a confronto con quella sperimentale.	30
4.11	talo	37
4 12	Andamento della forza delle simulazioni (in alto). Confronto tra forza	01
7,12	sperimentale	38
4 13	Andamento della forza delle simulazioni (in alto). Confronto tra forza	00
1.10	sperimentale	38
		00
5.1	Configurazioni A e B per la simulazione	39
5.2	Deformazione crash box originale sottoposta alla configurazione di impatto	
	A	40
5.3	Deformazione crash box originale sottoposta alla configurazione di impatto	
	B	41
5.4	Deformazione crash box originale sottoposta alla configurazione di impatto	
	B	42
5.5	Deformazione crash box originale sottoposta alla configurazione di impatto	
	C	43
C 1	1 7.1	4.4
0.1	Volume di ingomrbo nel bumper in metallo.	44
0.2	Volume di ingombro tra il bumper in metallo e i longneroni.	40
0.3	Volume di ingombro tra il bumper in metallo e i longneroni.	40
0.4	Dimensioni delle configurazioni iniziani a 4,5,0 moduli	41
0.0 6.6	Rottura dell'ultimo modulo nelle configurazione 4,5,6 moduli.	48
0.0 6.7	Andemente delle ferre nelle confirmazione e 4 moduli	49 50
0.1	Competitio e 6 moduli con diverse C	50
0.0 6 0	Geometrie a 0 moduli con diverso C	91
0.9	moduli con diverso C	รา
6 10	Confronto andamento della forza filtrata(SAE600) nelle configurazioni a 4	52
0.10	moduli con diverso C	52
		ეე

6.11	Confronto andamento della forza nelle configurazioni a 4 moduli con diverso $$	- 1
C 10		54
0.12	Andamento dell'energia nelle diverse geometrie a 5 moduli	55 56
0.13	Dimensioni conformazioni 4 1 o 5 1	50 56
0.14	Andersonte della farra filtrata (CAECOO) non la confirmacióni 4.1 e 5.1	00 57
0.10	Variagiona aggiala della graggora nella configurazioni a 4 a 5 moduli con C	97
0.10	50 mm uniforme	59
6 17	Influenza della spassore sull'andamento della forza nella configurazione a 5	90
0.17	moduli.	59
7.1	Geometria del modulo superiore (sx) e inferiore (dx) con i bordi	60
7.2	Interferenza tra il modulo superiore della crash box e il bumper	61
7.3	Variazione assiale dello spessore	61
7.4	Dimensioni della configurazione definitiva della crash box	62
7.5	Forza filtrata(SAE600) della configurazione definitiva.	62
7.6	Dimensioni della configurazione definitiva della crash box.	63
7.7	Collegamenti del connector (sx) e del frontcap (dx) con il resto del veicolo.	64
7.8	Collegamenti dei moduli della crash box con le due piastre	64
7.9	Deformazione della parte anteriore del veicolo con crash box in metallo, V	67
7 10	15 km/n	65
1.10	Deformazione della parte anteriore del velcolo con crash box in composito, V_{15} km /k	66
711	V 10 KIII/II	00
(.11	25 km/h	67
7 1 9	Deformazione della parte anteriore del voicele con crash hov in composite	07
1.12	V 25 km/h .	67
7.13	Approssimazione della deformazione della crash box in composito, V 25	
	km/h	68
7.14	Decellerazione sul centro di massa, V 25 km/h	69
7.15	Deformazione della parte anteriore del veicolo con crash box in composito,	
	V 35 km/h	70
7.16	Deformazione della parte anteriore del veicolo con crash box in acciaio, V	
	35 km/h	70
7.17	Deformazione progressiva della crash box in origami, V 35 km/h	71
7.18	Spostamento e relativa deformazione della crash box in origami, V 35 km/h .	71
7.19	Approssimazione della deformazione della crash box in composito, V 35	
	$\rm km/h$	72
7.20	Andamento della forza in funzione del tempo.	73
7.21	Confronto accelerazione filtrata (SAE180)	74

Elenco delle tabelle

2.1	Parametri di validezione per il modello FEM[3]	4
$4.1 \\ 4.2$	Valori dei parametri di ricerca per le varie simulazioni	36 37
6.1	Spessori dei moduli delle configurazioni.	48
6.2	Confronto dei valori di picco di forza, massa, energia e SEA	50
6.3	Confronto dei valori di picco di forza, massa, energia e SEA per le configu-	
	razioni a 6 moduli al variare di C	52
6.4	Confronto dei valori di picco di forza, massa, energia e SEA per le configu-	
	razioni a 5 moduli al variare di C	53
6.5	Confronto dei valori di picco di forza, massa, energia e SEA per le configu-	
	razioni a 4 moduli al variare di C	54
6.6	Confronto dei valori di picco di forza, massa, energia e SEA tra le configu-	
	razioni a 4, 5 moduli ed originale	58
71	Confronto dei valori di picco di forza massa energia e SEA tra la crash	
1.1	box originale e la configurazione definitiva	63
		00

Capitolo 1 Introduzione

Una tematica molto importante al giorno d'oggi è sicuramente quella della sicurezza a bordo di un autoveicolo durante un incidente stradale. Secondo fonte ACI [1] le tipologie di incidenti più frequenti sono lo scontro frontale, lo scontro fronto laterale e in ultimo il tamponamento che ricoprono rispettivamente il 6%, 22% e il 33 % degli incidenti totali. Queste tipologie, che rappresentano più del 60% del totale degli incidenti stradali, sono anche quelle ad avere un alto indice di mortalità; lo scontro frontale registra il più alto indice di mortalità pari 12%. Il maggior contributo alla riduzione di mortalità sulla rete viaria principale è dovuto, secondo fonte ISTAT, al miglioramento della sicurezza a bordo delle autovetture che negli anni passati ha registrato una riduzione di mortalità maggiore del 50%. A tal proposito, tra gli obiettivi a medio e lungo termine dell'Unione Europea per i prossimi anni c'è la riduzione degli incidenti stradali, un risultato da raggiungere attraverso nuove politiche sulla sicurezza stradale e l'utilizzo dei più moderni e innovativi sistemi di sicurezza per auto disponibili (regolamento (CE) 661/2009).

In questo ambito nel 2009 è stato fondato il Programma europeo di valutazione dei nuovi modelli di automobili, denominato EURO NCAP, il quale si occupa di definire le modalità di valutazione della sicurezza delle nuove automobili tramite l'introduzione e l'uso di specifici protocolli di prova, i crash test. Il programma pubblica inoltre i rapporti di sicurezza automobilistica sugli autoveicoli e assegna loro una valutazione, in base all'esito di una serie di test d'urto ad esempio frontali e laterali. Dal 2009 oltre alla valutazione della sicurezza passiva del veicolo ha iniziato ad occuparsi anche della più moderna sicurezza attiva.

I dispositivi di sicurezza sono divisi in due famiglie, quelli attivi e quelli passivi. Per sicurezza attiva si intende l'insieme delle soluzioni tecniche e dei dispositivi finalizzati ad evitare un incidente. La sicurezza attiva ha quindi una funzione preventiva, a differenza della sicurezza passiva che ha invece la funzione di minimizzare le conseguenze. Questi ultimi dispositivi, quindi, tutelano il conducente e i passeggeri non cercando di evitare l'impatto, quanto invece rendendolo meno pericoloso. Compito essenziale dei dispositivi di sicurezza passivi è quindi quello di andare ad assorbire l'urto, o meglio, l'energia cinetica conseguente all'impatto. Andando a smorzare il colpo, questi strumenti riescono a ridurre i rischi per chi si trova nell'abitacolo. In questa tipologia troviamo gli airbag, le cinture di sicurezza, i poggiatesta e le carrozzerie auto-deformanti/telaio; quest'ultimi vengono progettati per deformarsi in modo preciso in caso di incidente, andando quindi ad assorbire il più possibile il colpo. Tutta la forza cinetica presa in carico dal telaio dell'auto, di fatto, è 'risparmiata' ai passeggeri. È proprio in questa categoria di dispositivi che troviamo la cosiddetta Crash Box, un componente a struttura tubolare installato di solito tra il bumper anteriore e i longheroni longitudinali del veicolo, che nonostante le sue esigue dimensioni rispetto al telaio completo risulta essere uno dei componenti che assorbe la maggior quantità di energia.

Capitolo 2

Test frontale su tutta la larghezza

2.1 Modello agli elementi finiti

La prima indagine condotta in questo lavoro è l'analisi di una tipologia di test introdotto da Euro NCAP, il programma europeo di valutazione delle nuove automobili che fornisce ai consumatori informazioni sulla sicurezza delle nuove auto. In particolare, si è analizzato una tipologia di crash-test, introdotta nel 2015, denominata "Barriera rigida a tutta larghezza" [2]. Il test intende valutare i sistemi di sicurezza del veicolo in seguito all'impatto dell'autovettura ad una velocità di 50 km/h contro una barriera rigida con un overlap, percentuale di sovrapposizione frontale tra veicolo e barriera, del 100%. Il modello di autovettura scelto per questa trattazione è la vettura Yaris Sedan (notchback-3 volumi) della casa automobilistica Toyota sviluppata nel 2010. In particolare, il modello ad elementi finiti preso in considerazione per questo lavoro è stato sviluppato dal National Crash Analysis Center (NCAC) dell'università George Washington (GWU), il quale attraverso un lavoro di reverse engineering [3], riproducendo ogni singolo componente del veicolo su software, è riuscito a realizzare un modello sperimentale molto simile a quello reale. La validazione del modello è stata eseguita confrontando determinate caratteristiche del veicolo con quelle reali; in particolare è possibile notare dalla seguente tabella come i valori del modello agli elementi finiti ('FE Model') siano molto vicini a quelli reali.

2.1. Modello agli elementi finiti

Parametro	Veicolo	Modello FEM
$\mathbf{Peso} \ [\mathbf{kg}]$	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
Poisizone CG Y [mm]	-8.3	-4.4
Poisizone CG Z [mm]	558	569

Tabella 2.1: Parametri di validezione per il modello FEM[3].

Sono state condotti inoltre dei confronti tra le accelerazioni rilevate sul veicolo reale con quelle prodotte dagli output del modello numerico che hanno confermato la validità e accuratezza del modello.



Figura 2.1: Confronto tra modello reale e numerico.

L'analisi del modello è stata effettuata utilizzando uno dei principali software ad elementi finiti, LS-DYNA, specificatamente indicato per eseguire simulazioni numeriche il cui scopo è quello di valutare l'assorbimento di energia durante un urto (crashworthiness). In questo lavoro, l'analisi del crash si concentrerà sulla struttura anteriore del veicolo, che gioca il ruolo principale nell'impatto frontale. Verranno analizzati i componenti presenti in suddetta parte, i materiali dai cui sono composti e i collegamenti che presiedono tra gli stessi. In ultima analisi viene valutata la risposta del sistema considerando i parametri fondamentali per la valutazione di un crash-test.

2.2 Teoria degli elementi finiti

In questa sezione vengono mostrate brevemente le caratteristiche alla base del calcolo ad elementi finiti. Il primo step per ogni simulazione ad elementi finiti è la discretizzazione della geometria della struttura utilizzando un insieme di "elementi finiti", che rappresentano quindi una porzione discreta della struttura, uniti tra loro da nodi. L'insieme di nodi ed elementi viene chiamato con il nome di mesh. Il fine del metodo ad elementi finiti è quello di calcolare lo spostamento di ogni singolo nodo dal quale poi è facile definire sia lo sforzo sia la deformazione presente su ogni elemento. Esistono due metodi [4] per eseguire il calcolo ad elementi finiti, un metodo implicito ed uno esplicito ed entrambi si basano sulla suddivisione in intervalli del tempo totale di simulazione.

Il metodo di risoluzione implicito parte dalla definizioni degli elementi e relativi nodi e dalla considerazione del carico esterno; su ciascun nodo poi si esplicitano le equazioni di equilibrio statico delle forze considerando anche le relative forze interne e tramite le relazioni che collegano lo sforzo alla deformazione e la deformazione in funzione dello spostamento è possibile scrivere il corrispondente sistema di equazioni. Risolvendo il sistema è possibile trovare i valori di spostamento sui singoli nodi. Da questi è facile risalire ai valori di deformazione, sforzo e carichi interni tramite l'applicazione inversa delle equazioni appena descritte.

Il metodo di risoluzione esplicito come il precedente prevede l'analisi della struttura nei vari istanti temporali; in questo metodo dall'individuazione del carico esterno applicato ad un nodo è possibile risalire al valore di accelerazione del nodo stesso e tramite successive integrazioni nel tempo, all'espressione della velocità di deformazione e della deformazione. E possibile notare che analizzando l'intervallo successivo la deformazione a fine di questo sarà sempre in funzione della deformazione calcolata nell'istante precedente. E evidente come il metodo esplicito non necessita la risoluzione di un ampio sistema di equazioni ogni volta che si va ad analizzare un istante temporale diverso, come invece avviene nel metodo implicito. I valori di spostamento dipenderanno solo ed esclusivamente dall'accelerazione, velocità e spostamento calcolati nell'istante precedente. Per questa ragione il metodo implicito viene utilizzato per simulazioni statiche e quasi-statiche, ovvero quelle in cui la velocità è bassa e l'effetto delle forze d'inerzia è trascurabile, mentre per simulazioni con elevati valori di velocità è preferibile usare l'esplicito. Un'altra differenza che si riscontra tra i due metodi è che il metodo implicito è incondizionatamente stabile, ovvero la sua stabilità è indipendente dalla lunghezza dell'intervallo temporale scelto, mentre il metodo esplicito non lo è ed è possibile definire un valore di intervallo di analisi Δt secondo la seguente equazione:

$$\Delta t_{\text{stable}} = \frac{L_{\text{element}}}{v_{\text{wave}}} \quad v_{\text{wave}} = \sqrt{\frac{E}{\rho}}$$

Dove al numeratore abbiamo la lunghezza minima di un elemento della mesh e al deno-

minatore la velocità di propagazione di un onda attraverso il materiale; la velocità è a sua volta funzione del modulo elastico e della densità del materiale in esame.

2.2.1 Elementi

Come in qualsiasi modello ad elementi finiti vi è la necessità di definire al suo interno una formulazione per l'approssimazione del campo degli spostamenti sui nodi degli elementi della mesh che compongono i vari componenti. In questo modello sono stati usati element shell, anche detti elementi piastra; elementi a spessore nullo in grado di approssimarew correttamente uno stato di tensione piano, come nel caso di componenti in cui il valore di spessore è molto inferiore rispetto alle altre due dimensioni. Nello specifico, nel modello vengono utilizzate due formulazioni per l'integrazione di tali elementi: Belytschko-Tsay shell formulation e Fully-integrated shell formulation. Entrambe le formulazioni si basano sulla teoria delle piastre elaborata da Reissner-Mindlin che a sua volta deriva dalle ipotesi di Kirchoff [5]. Quest'ultimo aveva ipotizzato che le sezioni inizialmente perpendicolari alla superficie media dell'elemento restassero tali, trascurando così l'effetto della deformazione a taglio. In seguito, fu proprio Reissner ad introdurre l'ipotesi per cui una sezione piana perpendicolare alla superficie media prima della deformazione rimane piana ma non più perpendicolare alla superficie media, ammettendo così l'esistenza di una deformazione a taglio. Le due formulazioni, quella di Belytschko-Tsay e quella Fully-integrated, differiscono solo per il numero di punti di integrazione sulla superficie; uno nel primo caso quattro nel secondo.



Figura 2.2: Formulazione di Belytschko-Tsay(sx), Fully-integrated(dx) [6].

Un parametro fondamentale presente all'interno della keyword Section_shell è quello che ci permette di definire il numero di punti di integrazione lungo lo spessore (Number of integration point NIP); l'aumento di questo parametro comporta sia un miglior risultato finale ma anche un maggior tempo di calcolo. Nel modello in esame gli elementi shell vengono risolti in tre punti di integrazione lungo lo spessore.

2.2. Teoria degli elementi finiti

*SECTION_SHELL_(TITLE) (853)									
	TITLE								
	SECID	ELFORM	SHRF	NIP	PROPT	<u>QR/IRID</u>	ICOMP	<u>SETYP</u>	
	P000001	2	1.0000000	3	1 ~	0	0 ~	1 ~	
2	<u>T1</u>	<u>T2</u>	<u>T3</u>	<u>T4</u>	NLOC	MAREA	<u>IDOF</u>	EDGSET	_
	1.8410000	1.8410000	1.8410000	1.8410000	0.0	0.0	0.0	0	

Figura 2.3: Keyword Section_Shell.

2.2.2 Contatti

Altra sezione fondamentale all'interno del modello per garantire una simulazione il più possibile affidabile è quella della definizione dei contatti. Quando due superfici vengono a contatto c'è il rischio che gli elementi che le compongono compenetrino restituendo instabilità all'interno della simulazione. Il software previene questo problema andando a inserire idealmente una molla a deformazione lineare tra i nodi penetrati attraverso la superficie. Questo metodo consente di eliminare la penetrazione tra elementi generando una forza ($F_c=K_cD_p$) capace di far tornare indietro l'elemento penetrante ma non così tanto da causare il distacco delle due superfici. La categoria di contatti utilizzata nel modello è quella del CONTACT_AUTOMATIC. Nel caso di elementi piastra la superficie di contatto è ottenuta proiettando normalmente la superficie media di tale elemento per un valore pari a metà dello spessore dell'elemento shell.



Figura 2.4: Contatti tra elementi piastra[7].

Nello specifico nel modello è definita la keyword CONTACT_AUTOMATIC_SINGLE_ SURFACE che riprende le caratteristiche enunciate in precedenza e associa questo tipo di

2.2. Teoria degli elementi finiti

contatto al set di parti inserito all'interno di essa. Vengono usati questi contatti poiché danno risultati molto affidabili e accurati per una simulazione di un crash-test [8].

2.2.3 Collegamenti

Necessari per la simulazione permettono di simulare i collegamenti meccanici presenti tra i componenti del veicolo. Analizzando il modello, soprattutto nella parte anteriore, è possibile individuare due principali tipologie di link: constrained_nodal_rigid_body (CNRB) e constrained_spotweld (spotweld).I CNRB vengono realizzati definendo un set di nodi (NSID) appartenente ad uno o più elementi tra i quali verrà creato un corpo rigido privo di massa identificando così un collegamento infinitamente rigido. I constrained_spotweld vengono realizzati definendo due soli nodi (N1-N2) appartenenti a due elementi diversi; i due nodi saranno così vincolati a compiere le stesse rotazioni e gli stessi spostamenti. In entrambi i casi questa tipologia di link simula saldature o qualsiasi altro tipo di vincolo che abbia queste determinate caratteristiche.



Figura 2.5: Esempio di CNRB tra due componenti.

2.3. Componenti della struttura

2.3 Componenti della struttura

Partendo dall'estremo anteriore del veicolo il primo elemento che troviamo è un Bumper in materiale plastico collegato tramite CNRB nella parte centrale, sia superiore che inferiore, con il telaio posto attorno al radiatore.



Figura 2.6: Vista frontale del bumper plastico (in alto),collegamenti del bumper plastico (in basso).

Immediatamente dietro al bumper in plastica è possibile individuarne un altro in materiale metallico, posto a metà altezza rispetto al precedente, collegato sia nella sua porzione destra che sinistra con tre CNRB al frontcap, una piastra con raccordi, e con altri due agli elementi verticali del telaio del radiatore come è possibile vedere nella figura sottostante.



Figura 2.7: Collegamenti del bumper in acciaio.

2.3. Componenti della struttura

Il sistema di ritenuta continua a svilupparsi lungo i due lati del veicolo proseguendo il collegamento della piastra anteriore, il frontcap. La crash box sinistra è vincolata anteriormente al frontcap tramite 13 spotweld e posteriormente con 10 spotweld al connector, una piastra molto simile alla precedente. Quella di destra invece nella parte anteriore presenta 13 spotweld mentre quella anteriore ne possiede 15. Tutti questi collegamenti sono distribuiti su tutto il bordo della crash box. Elemento fondamentale da analizzare per il ruolo centrale che ricopre all'interno di questo lavoro è la crash box. Essa presenta una sezione in pianta quasi rettangolare (59mmx96mm) ed è composta da due diverse parti con sezione a forma di c e con differenti spessori: 1.889mm per la parte in verde (Figura 2.8) e 1.3mm per la parte in grigio con un conseguente valore di massa totale di 1.05 kg. Inoltre, la parte a spessore maggiore alla sommità presenta un lato obliquo con un'altezza superiore di 232mm ed una inferiore di 208mm. Queste due parti sono assemblate tra di loro a formare un unico componente tramite l'inserimento di 14 Element_Beam, elementi trave bidimensionali definiti con due nodi estremi, che vincolano gli elementi appartenenti alle due parti a compiere gli stessi spostamenti e le stesse rotazioni andando a simulare le saldature a punti presenti nel componente reale associando la MAT_SPOTWELD. Se in questi elementi si raggiungono i valori limite di stress e deformazione andranno ad eliminarsi e a disaccoppiare le parti unite. Le due lamiere sottili, inoltre, presentano delle pieghe inserite per garantire una deformazione controllata e per ridurre il picco di forza all'inizio dell'impatto che potrebbe provocare elevati valori di decelerazione sui passeggeri del veicolo.



Figura 2.8: Crash Box in acciaio.

2.4. Materiali

Proseguendo nell'analisi, le due crash box sono collegate tramite il connector alla vera e propria parte del telaio costituita da due longheroni disposti nel senso longitudinale del veicolo che terminano nella mezzeria della vettura. Questi componenti sono fissati alla restante parte del telaio. Gli elementi descritti finora, visibili nell'immagine sottostante, rappresentano i principali componenti del telaio anteriore. Questa struttura sarà oggetto di studio nei prossimi capitoli in cui si analizza nel dettaglio l'urto frontale del veicolo



Figura 2.9: Parte del telaio deformabile.

2.4 Materiali

In Ls-Dyna è possibile implementare i modelli teorici del materiale così da inserire le caratteristiche dello stesso all'interno della keyword MAT. La maggior parte dei componenti descritti in precedenza sono ottenuti in acciaio. Il modello di materiale utilizzato per descrivere la risposta dell'acciaio è un modello elasto plastico con incrudimento (o softening). Nella caratteristica sforzo deformazione del materiale (Figura 2.10 sx) si ha un andamento elastico-lineare (tratto OA) fino ad arrivare al valore di tensione di snervamento per poi proseguire con un tratto plastico con incrudimento ad andamento esponenziale (tratto AC). Nel modello si tiene conto anche dell'effetto della velocità di deformazione sul campo plastico che comporta un incremento del limite di snervamento con l'aumentare della velocità (Figura 2.10 dx). Viene per questo definito uno sforzo in condizioni dinamiche tramite la relazione di Cowper-Symonds che esprime questo stress in funzione delle condizioni quasi statiche, ovvero quel regime per cui non si hanno modifiche sostanziali sull'andamento della caratteristica, e di due parametri C e p .



Figura 2.10: Curva stress vs deformazione e influenza della velocità di deformazione [9].

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

Per l'implementazione in Ls-Dyna si fa uso della card MAT_PIECEWISE_LINEAR_ PLASTICITY. All'interno della card si definiscono i parametri:

- RO: densità;
- E: modulo di Young o modulo elastico;
- PR: coefficiente di Poisson
- SIGY: tensione di snervamento;
- C: parametro della dipendenza dalla velocità di deformazione;
- P: parametro della dipendenza dalla velocità di deformazione;

Possiamo individuare il valore di tensione di snervamento che ci permette di calcolare, tramite il modulo elastico, il valore di deformazione oltre la quale non si ha più comportamento elastico e lineare del materiale ma bensì plastico. Per l'implementazione del tratto a deformazione plastica è necessario inserire all'interno della card (voce LCSS) la curva che descrive questo tratto (Figura 2.11). I parametri C e P sono gli stessi riportati all'interno della relazione di Cowper-Symonds.

2.4. Materiali



Figura 2.11: Curva tensione vs deformazione implementata nella keyword.

2.5 Risultati

2.5.1 Full vehicle

Nel modello Full Vehicle è stata impostata una velocità iniziale del veicolo pari a 35 mph, pari a 56 km/h circa.L'urto avviene contro la barriera rigida a tutta larghezza (100% di overlap), simulata mediante un rigidwall.



Figura 2.12: Modello del test frontale contro rigidwall.

Analizzando i valori di energia totale del sistema (GLSTAt) è possibile notare come all'inizio dell'impatto l'energia cinetica posseduta dalla vettura inizi a diminuire convertendosi in energia interna assorbita da i vari componenti. Al tempo t=0.06s quando l'energia assorbita raggiunge il massimo mentre l'energia cinetica raggiunge il suo valore minimo; al tempo t=0.08s si ha un ritorno elastico, l'elemento in seguito alla deformazione tende a recuperare la sua forma originale. Infatti, è possibile notare dal plot come si ha un leggero aumento dell'energia cinetica in cambio di una diminuzione lieve dell'energia interna.



Figura 2.13: Andamento energia cinetica ed energia assorbita del sitema.

Gli spostamenti nodali sono stati utilizzati per ricavare l'andamento della decelerazione in vari punti del veicolo nonché per conoscere lo spostamento del veicolo. Sono stati modellati a questo scopo 11 Element_solid ai quali, una volta vincolati tramite CNRB al rispettivo componente, è stato associato un materiale completamente elastico e definito su di essi un Element_seatbelt_accellerometer, un accelerometro. Questi 11 accelerometri sono stati disposti in parti diverse del veicolo, in particolare:

- 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;
- 2 sui sedili posteriori.
- 1 nel centro di massa del veicolo;

Analizzando il valore di accelerazione dell'accellerometro nel centro di massa del veicolo è possibile notare come all'inizio dell'impatto si raggiunga un'accelerazione negativa pari a circa 60g per poi stabilizzarsi con piccole oscillazioni attorno al valore nullo. L'andamento dell'accelerazione è stato ottenuto mediante un filtro SAE con una frequenza di 180 Hz.



Figura 2.14: Accellerazione assiale nel centro di massa non filtrata (in alto) filtrata (in basso).

Questi andamenti sono stati confrontati con quelli ottenuti in test reali e tramite due tecniche statistiche (The Sprague-Geers MPC e ANOVA) è stato possibile validare il modello con valori di errore residuo ridotti.

Di seguito viene analizzata la forza applicata alla barriera in funzione dello spazio; è stato eseguito un cross_plot tra il plot della forza in funzione del tempo e l'andamento dello spostamento in funzione sempre del tempo per così ottenere un grafico Forza vs Spostamento. Come è possibile vedere dal grafico seguente la forza assume un andamento più o meno crescente per la maggior parte del tempo di simulazione dell'impatto per poi, attorno a 0.65s iniziare a decrescere a tornare ad un valore nullo. Questo andamento è sintomo di quel ritorno elastico già discusso in precedenza.



Figura 2.15: Forza applicata al rigidwall in funzione dello spostamento.

Significativo di questo andamento è la visualizzazione di due istanti dell'urto (Figura 2.16). Nel primo istante la vettura è in fase di compressione, specialmente nella parte anteriore, andando ad aumentare sempre di più il valore di forza impressa sul rigidwall. Dopo alcuni istanti la vettura invertirà il suo moto, andando a distaccarsi dalla barriera rigida, visibile nel secondo istante, provocando l'annullamento della forza e contemporaneamente la diminuzione assoluta dello spostamento.



Figura 2.16: Frame in due istanti durante l'urto.

Risultati molto simili a quelli ottenuti con l'output glstat in termini di energia possono ottenersi con l'attivazione della keyword MATSUM all'interno del database Ascii. Questo

comando permette di conoscere l'andamento dei vari tipi di energia per ciascun componente presente all'interno del veicolo. Analizzando l'andamento dell'energia interna dei vari componenti si è visto che quelli che assorbono la maggior parte dell'energia sono proprio le parti presenti nella zona frontale del veicolo: il bumper in metallo, le due crash box e gli elementi che compongono i due longheroni longitudinali. Nello specifico le due crash box assorbono il 22% dell'energia cinetica dell'intero sistema mentre l'insieme dei componenti precedentemente descritti arriva ad assorbire il 44%. Questo dato è molto indicativo del fatto che grazie a questo sistema di sicurezza gran parte dell'energia viene dissipata su questi componenti restituendo dei benefici in termini di decelerazione su gli occupanti.



Figura 2.17: Energia assorbita dai componenti del veicolo.

2.5.2 Crash Box

Per adempiere allo scopo del material replacement di questo lavoro, la sostituzione della crash box in acciaio con quella in materiale composito a struttura ad origami, è sicuramente necessario andare ad osservare il modo di deformarsi della crash box in materiale metallico all'interno del modello durante l'impatto.

Analizzando il modo di deformarsi della crash box è possibile notare come da questo impatto con barriera rigida a tutta larghezza la deformazione sia principalmente assiale, ovvero lungo l'asse longitudinale del veicolo (asse x). Essa è favorita da due fattori: la presenza di pieghe e i punti di saldatura. Per quando riguarda le pieghe esse andranno a deformarsi progressivamente una dopo l'altra dall'alto verso il basso andando a garantire una deformazione controllata lungo l'asse longitudinale; invece, i punti di saldatura presenti esattamente tra una piega e l'altra andranno a far collassare in ordine i moduli che vengono a contatto. È possibile notare inoltre che durante la fase iniziale dell'impatto si abbia una leggera rotazione della crash box attorno al proprio asse mentre nella parte finale una componente di forza laterale porta

alla flessione dei moduli superiori su quelli inferiori. Questi ultimi comportamenti descritti devono la loro esistenza sicuramente ai contatti che si vengono a creare tra la stessa crash box e i componenti presenti attorno ad essa, in particolare, quelli del bumper.



Figura 2.18: Evoluzione della deformazione della crash box durante l'impatto frontale.

Capitolo 3 Test frontale disassato

3.1 Modello agli elementi finiti

In questa sezione viene analizzato un altra tipologia di crash test, quello della "Barriera mobile con elemento deformabile progressivo". Questo test ha sostituito all'inizio del 2020 (Normativa Euroncap) il test della "Barriera deformabile disassata" nel quale la vettura testata veniva fatta impattare alla velocità di 64 km/h contro una barriera deformabile disassata del 40% (overlap). Nel nuovo test invece l'auto utilizzata per la prova viaggia a 50 km/h e con una sovrapposizione del 50% impatta contro una barriera deformabile montata su un carrello da 1.400 kg, anch'esso in movimento a 50 km/h.



Figura 3.1: Impostazione iniziale del test frontale disassato.

Il modello agli elementi finiti di questo test, come per il test frontale, è stato sviluppato e validato dal National Crash Analysis Center (NCAC) dell'università George Washington (GWU). Nel modello, l'autovettura è definita con le stesse proprietà geometriche e meccaniche descritte nel capitolo precedente per l'impatto frontale con 100% di overlap, mentre è stato introdotta la nuova barriera mobile a deformazione progressiva. L'ele-

mento deformabile è posto sulla parte frontale del carrello e presenta una struttura a più strati. Il corpo principale è costituito, secondo normativa, da una struttura a nido d'ape in alluminio composta da 6 blocchi, tre superiormente e tre inferiormente, stretti anteriormente e posteriormente da lamine di alluminio collegate da CNRB come è possibile notare dall'immagine seguente.



Figura 3.2: Struttura dalla barriera mobile deformabile.

Nella simulazione lanciata i due corpi, vettura e barriera, possiedono una velocità di 35 km/h in direzioni opposte. È importante analizzare i risultati di questa simulazione per verificare quali siano i componenti del veicolo che assorbono la maggior quantità di energia ma anche e soprattutto analizzare la deformazione della crash box durante questa tipologia di impatto, non più frontale ma obliquo, per poi proseguire nella definizione della crash box in origami da sostituire.

3.2 Risultati

3.2.1 Full Vehicle

Analizzando la risposta del sistema durante l'urto in termini di energia è evidente come i componenti a maggior assorbimento siano quelli del lato sinistro del veicolo, essendo la parte che impatta prima la barriera, e sono il bumper plastico, il bumper in metallo, la parte sinistra del telaio del radiatore, la crash box sinistra e tutto il longherone della medesima parte.



Figura 3.3: Struttura dei componenti a maggior assorbimento di energia.

In particolare dal plot seguente è evidente come la crash box presente sul lato destro non sia interessata dell'impatto riportando così un energia molto minore rispetto a quella del lato opposto. Il sistema descritto assorbe un'energia di 22 kJ corrispondente al 44% dell'energia totale assorbita dal veicolo, pari a 50 kJ, mentre la crash box sinistra da sola rappresenta il 15% con un'energia interna di 7.5 kJ risultando un componente fondamentale per tale scopo.



Figura 3.4: Andamneto energia assorbita totale e dei componenti a maggior assorbimento.

Rilevando i valori di accelerazione nel centro di massa si individuano due componenti una in direzione longitudinale(x) e una in direzione laterale(y). Seguendo l'andamento, riportato nel grafico seguente, il valore massimo di decelerazione (Filtro SAE180) longitudinale

è di 35 g, inferiore rispetto all'impatto frontale, mentre la componente la
terale raggiunge i 10 g. $\,$



Figura 3.5: Confronto accelerazione longitudinale e laterale.

Un risultato analogo si riscontra nella valutazione della forza applicata sulla barriera deformabile (Figura 3.6) ottenuta andando a sommare i contributi su ogni singolo blocco che la compone prima nella direzione x poi lungo y.



Figura 3.6: Confronto forza longitudinale e forza laterale applicata sui blocchi della barriera.

Gli andamenti di accelerazione e di forza descritti sono sintomo di quello che accade durante l'impatto. In un intervallo di tempo che va da 0.04s fino a 0.08s i due sistemi veicolo e barriera tendono a ruotare attorno l'asse z a causa della componente trasversale di forza ed accelerazione che proprio in questo intervallo cresce raggiungendo i valori massimi.



Figura 3.7: Inclinazione raggiunta durante l'urto.

3.2.2 Crash Box

Il modo di deformarsi della crash box durante l'impatto è molto differente rispetto al caso di urto frontale. Nell'impatto con la barriera deformabile il bumper essendo il primo elemento ad andare a contatto si deforma seguendo la forma della barriera rigida, in particolare, trasla verso l'asse longitudinale del veicolo. Questo movimento viene trasmesso alla superficie superiore della crash box collegata rigidamente al bumper. La superficie inferiore della crash box, invece, segue ancora il movimento di avanzamento del veicolo essendo collegata tramite il connector al resto del telaio. La combinazione di questi due movimenti, traslazione laterale della superficie superiore e l'avanzamento assiale di quella inferiore generano la flessione del corpo della crash box attorno alla piega realizzata in fase di produzione vicino la superficie inferiore. L'effetto della modalità di deformazione determina una diminuzione dell'energia assorbita in quanto rispetto all'urto frontale, in cui assorbiva 15 kJ, possiede un'energia interna inferiore del 50% (7.5 kJ).



Figura 3.8: Deformazione della crash box durante l'urto.

Capitolo 4

Definizione modulo in composito con struttura ad origami

4.1 Struttura ad origami

Con il termine Origami (dal giapponese ori=piegare e kami=carta) ci si riferisce ad un'antica arte giapponese che, attraverso la piegatura della carta, e in grado di ottenere forme spaziali diversificate senza ricorrere a tecniche di stiramento, taglio o incollaggio. Uno dei vantaggi nell'utilizzo dell'origami nella realizzazione del singolo modulo della crash box risiede nel fatto che il modello tridimensionale è completamente definito a partire dal corrispondente pattern bidimensionale piano, che per i particolari vincoli geometrici presenti porterà tramite la piegatura ad una struttura tubolare. Ogni pattern, quindi, andrà a costituire ogni singolo modulo della crash box che quindi potrà essere composta dalla semplice sovrapposizione di singoli moduli in base al volume di ingombro disponibile sul veicolo.

La struttura del pattern è caratterizzata da grandezze fondamentali:

- b: lato della sezione quadrata;
- c: larghezza dello spigolo ripiegato;
- l: altezza del pattern;
- ψ : angolo di piegatura dello spigolo;
- θ : angolo dietro tra le superfici piegate verso l'interno;

Nella configurazione del pattern ovviamente i due angoli $\psi \in \theta$ sono entrambi pari a 90°, durante la piegatura questi due valori cambiano uno in funzione dell'altro seguendo la relazione:

4.1. Struttura ad origami

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

Nel nostro caso volendo un modulo con spigoli rettangolari e di sezione quadrata l'equazione che ci permette di esprimere in funzione dei parametri fondamentali è:

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



Figura 4.1: Pattern della struttura ad origami e relativo modulo [10].

La struttura ad origami viene usata molto sia per ridurre il picco di forza sia per attivare una deformazione che sia il più possibile efficiente in termini di assorbimento di energia. Nelle normali strutture tubolari, di sezione qualsiasi, durante l'azione di un carico di compressione, entrano in gioco diversi meccanismi di deformazione tra i quali ve ne è uno responsabile dell'assorbimento di una grande quantità di energia. In queste strutture convenzionali sottoposte a compressione si creano due linee di cerniera plastica per ogni angolo che con l'avanzare della deformazione tenderanno a modificare la loro entità. Questa variazione genera un assorbimento di energia che corrisponde a circa due terzi dell'energia totale assorbita dalla struttura [11]. Nel caso di struttura ad origami queste linee di cerniera sono già presenti e in numero doppio su ogni singolo spigolo aumentando così l'energia assorbita. Osservando la struttura ad origami in figura, tramite la definizione dell'angolo è facile capire come man mano che il singolo modulo viene compresso questo angolo tenderà a diminuire causando una modifica/traslazione di suddette linee.



Figura 4.2: Linee di cerniera plastica e angoli caratteristici della struttura ad origami [11].
4.2 Creazione singolo modulo

Per la creazione di un singolo modulo in materiale composito con struttura ad origami il primo passo da seguire è sicuramente la realizzazione della geometria sul software Cad, in questo caso è stato utilizzato Solidworks. In questa fase si sono attribuite le grandezze fondamentali del pattern alla struttura, in particolare, il valore di larghezza del modulo in pianta (b) è stato posto uguale a 90 mm, realizzando così una sezione quadrata, per rispettare lo spazio presente nel collegamento con il bumper; invece, i valori del lato ripiegato (c) e dell'altezza del modulo (l) sono stati posti uguali rispettivamente a 70 mm e 88 mm. Questi valori sono stati scelti per confrontare la stessa geometria di un test sperimentale [12] con uno numerico. Una volta realizzato, il modello geometrico è stato importato su un altro software commerciale, Hypermesh, nel quale si sono realizzati i raccordi degli spigoli vivi con un valore di raggio pari a 4mm ed è stato possibile correggere eventuali problemi nella creazione delle superfici. Passaggio successivo è stato la realizzazione della mesh sul componente per permettere il calcolo durante la simulazione. È stata definita una mesh con grandezza di 4 mm.



Figura 4.3: Modello solidworks (sx), modello Hypermesh (dx).

E importante controllare la qualità degli elementi della mesh poiché all'interno del calcolo ad elementi finiti si hanno risultati migliori quando la forma geometrica degli elementi coincide il più possibile con quella dell'elemento di riferimento. In pratica è quasi impossibile che tutti gli elementi rispecchino la forma geometrica ideale per questo si parla di elementi distorti. Oltre un certo limite di distorsione, la risposta dell'elemento viene valutata in modo errato restituendo così valori di stress e deformazione sbagliati, mentre se si supera un certo limite critico sarà impossibile calcolare tale valore causando il blocco della simulazione [4]. Vi sono tre diverse tipologie di distorsione:

- rapporto tra lunghezza e altezza;
- rapporto di forma;
- distorsione angolare;



Figura 4.4: Parametri per la valutazione della distorsione degli elementi [4].

Un modo molto più veloce per quantificare la distorsione dell'elemento è valutare la matrice jacobiana [4], nello specifico il suo determinante. Il valore del determinante sarà unitario se l'elemento è uguale a quello ideale mentre varierà, arrivando fino a valori negativi, se è presente un qualche tipo di distorsione. Un parametro per identificare questo problema è il fattore di distorsione DP che per elementi a quattro nodi è calcolabile come:

$$DP = 4\left(\frac{minJ}{Area}\right)$$

Questo valore può essere rintracciato su Hypermesh all'interno della sezione qualityindex nella quale è possibile controllare che tale valore sia maggiore di una soglia minima impostata a 0.6 [13]; in caso fosse minore bisogna ottimizzare tutti gli elementi che non rispettano tale valore usando gli elementi di modifica offerti dal software.

4.3 Materiale composito

Il materiale scelto per la realizzazione della nuova crash box è il XPREG XC130. È un materiale composito, materiale multifase creato artificialmente in cui le fasi, matrice e rinforzo sono distinguibili. È composto da matrice organica poiché è costituita da resina epossidica rinforzata con fibre di carbonio. La matrice ha lo scopo di mantenere le fibre nella posizione predefinita e di trasferire il carico tra esse. Le fibre di rinforzo sono filamenti molto sottili di lunghezza variabile con elevate caratteristiche meccaniche che possono essere disposte lungo un'unica direzione (composito unidirezionale) o in due direzione (composito bidirezionale). Nel materiale in esame si ha un tessuto "2x2 twill" che indica che le fibre di carbonio sono disposte lungo due direzioni perpendicolari, quindi un materiale bidirezionale, e si alternano nell'intreccio due filamenti per volta in modo regolare . La tipologia di tessuto è riportata nell'immagine seguente (Figura 4.5). Inoltre come indica la sigla nel nome "PREG" il tessuto in fase di realizzazione è stato preimpregnati

che si ottengono i migliori risultati in termini di assenza di difetti di fabbricazione migliorando così le caratteristiche del materiale. Questo composito ha un comportamento fragile, quindi non presenta un limite di snervamento mja direttamente rottura.



Figura 4.5: Tipologia di intreccio delle fibre di carbonio [14].

Il modello di materiale scelto all'interno di quelli implementati su Ls-Dyna è il MAT54 specifico per la simulazione di materiali ortotropi unidirezionali. Questo modello è stato adattato per rappresentare il materiale bidirezionale sovrapponendo layer di composito unidirezionale orientati alternativamente in direzioni tra loro perpendicolari. Il modello teorico alla base del Mat54 [15] prevede un comportamento elastico nel quale l'andamento stress deformazione è identificato dalle seguenti equazioni, nelle quali la direzione 1 è quella delle fibre, la direzione 2 è quella della matrice:

$$\varepsilon_1 = \frac{1}{E_1} (\sigma_1 - v_{12}\sigma_2), \quad \varepsilon_2 = \frac{1}{E_2} (\sigma_2 - v_{21}\sigma_1), \quad 2\varepsilon_{12} = \frac{1}{G_{12}} \tau_{12} + \sigma \tau_{12}^3$$

Il modello presenta due criteri di rottura: Il criterio Chang-Chang e il criterio della massima deformazione. Nel primo criterio vengono definite delle variabili temporali e_c , e_m , e_d ed in funzione dei valori di tensione nelle varie direzioni scalate rispetto ai loro valori massimi ammissibili. Se queste variabili elevate al quadrato sono minori dell'unità allora ci troviamo ancora in campo elastico altrimenti si ha rottura. Le equazioni necessarie sono:

• Nel caso di trazione delle fibre e quindi $\sigma_{11} \ge 0$

 $e_f^2 = \left(\frac{\sigma_{11}}{XT}\right)^2 + \beta \left(\frac{\sigma_{12}}{sc}\right)^2 \{\geq 1 \text{ rottura } < 1 \text{ elastico }, \text{XT: carico di rottura a trazione in direzione 1};$

Dove beta 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. SC è il carico di rottura a taglio.

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

 $e_c^2 = \left(\frac{\sigma_{11}}{XC}\right)^2 \{\geq 1 \text{ rottura } < 1 \text{ elastico }, \text{XC: carico di rottura a trazione in direzione } 1;$

• Nel caso di trazione della matrice e quindi $\sigma_{22} \ge 0$

 $e_m^2 = \left(\frac{\sigma_{22}}{YT}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{12}}{sc}\right)^2 \{\geq 1 \text{ rottura } < 1 \text{ elastico }, \text{YT: carico di rottura a trazione in direzione } 2;$

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

$$e_d^2 = \left(\frac{\sigma_{22}}{2SC}\right)^2 + \left[\left(\frac{YC}{2SC}\right) - 1\right] \frac{\sigma_{22}}{YC} \left(\frac{\sigma_{12}}{sC}\right)^2 \{\ge 1 \text{ rottura } < 1 \text{ elastico }, YC : 1 \text{ observations of } C \}$$

carico di rottura a trazione in direzione 1;

Nel caso di rottura, tutte le proprietà elastiche decadono e si ha il cedimento della matrice consecutivamente al cedimento del layer.

Il criterio della massima deformazione prevede la rottura del laminato se i valori di deformazione nelle singole direzioni superano i valori limiti. I valori di massima deformazione sono:

- DFAILM, deformazione massima della matrice in compressione o trazione;
- DFAILT, deformazione massima delle fibre in trazione;
- DFAILC, deformazione massima delle fibre in compressione;

Per simulare la bi-direzionalità delle fibre del materiale reale all'interno del software è stata inserita la keyword PART_COMPOSITE con la quale si vanno a definire due layer di spessore 0.45mm ciascuno (thick1-thick2) orientati uno a 0° (B1) e uno a 90° (B2).

				*РА	RT_COMPOSI	TE_(TITLE) (7)		
1	TITLE 2layer								
2	PID 7 Repeated Dat	ELFORM 16 ~	SHRF 0.8333300	NLOC 0.0	<u>MAREA</u> 0.0	HGID	ADPOPT 0 ~	THSHEL	<i>y</i>
3	MID1 •	THICK1 0.45	<u>B1</u> 0.0	TMID1 •	MID2 •	THICK2 0.45	<u>B2</u> 90.0	TMID2 •	
	1 10.4	5 0.0 0	1 0.45 90.0	0			Data Pt. 1		

Figura 4.6: Keyword Part_composite.

Per completare la definizione delle proprietà del materiale è necessario inserire all'interno della corrispondente card i valori delle caratteristiche dello stesso. Alcuni di questi parametri possono essere reperiti in letteratura [14], derivanti da prove sperimentali eseguite sul materiale, altre hanno bisogno di un matching tra una prova numerica eseguita a calcolatore e una prova sperimentale eseguita in laboratorio. I parametri presenti nella card sono:

- RO: densità 1.45 kg/m3
- 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 nella direzione delle fibre 0.0072;
- DFAILC: Deformazione massima a compressione nella direzione delle fibre 0.096;
- XC: Carico di rottura a compressione nella direzione delle fibre 453MPa;
- XT: Carico di rottura a trazione nella direzione delle fibre 439 MPa;
- YT: Carico di rottura a trazione nella direzione trasversale alle fibre 439 Mpa;
- YC: Carico di rottura a compressione nella direzione trasversale alle fibre 453 MPa;
- SC: Carico di rottura a taglio 71.2 MPa;

• DFAILM: Deformazione massima a compressione e a trazione nella direzione trasversale alle fibre;



Figura 4.7: Caratteristica sforzo deformazione nella direzione delle fibre (in alto) e nella direzione della matrice (in basso).

I valori di carico e deformazione massima per il composito sono illustrate meglio nei due grafici precedenti analizzando l'andamento sforzo deformazione prettamente elastico. Tutti i valori definiti precedentemente sono stati ottenuti con test sperimentali seguendo le normative [12] mentre il procedimento eseguito per l'identificazione del parametro DFAILM sarà esplicato nella sezione seguente dove verrà eseguita una prima analisi sui parametri del trigger e una seconda sull'ottimizzazione completa di tutto il materiale.

Entrambe queste ottimizzazioni hanno come obiettivo la modifica del parametro di ricerca affinché l'andamento della forza esercitata dal modulo in esame sia il più possibile vicina all'andamento della forza ottenuta con un test sperimentale in laboratorio, visibile nella figura sottostante. La prova simulata sul software è il semplice impatto di un rigidwall contro la superficie superiore del modulo che, nel frattempo è stato vincolato alla base bloccando su ciascun nodo le traslazione in tutte le direzioni ma lasciando libere le rotazioni.



Figura 4.8: Andamento forza sperimentale[12].

4.3.1 Ottimizzazione parametri del trigger

Come è possibile notare dall'immagine sottostante, il modulo è composto da due parti diverse, sul bordo inferiore e superiore sono stati inseriti due trigger, delle zone in cui le proprietà meccaniche del materiale sono inferiori rispetto al materiale di base, presente in tutto il corpo centrale. Queste zone estreme di materiale hanno sì il compito di rappresentare un peggioramento dovuto ai processi di produzione ma permettono di deformare il componente in modo più stabile.



Figura 4.9: Modulo singolo con trigger.

Le due parti utilizzano la stessa keyword di materiale ma con proprietà differenti, per questo in questa sezione verranno inserite alcune proprietà del trigger altre verranno determinate con il processo di ottimizzazione. In particolare, utilizzando il programma Ls_opt, estensione di Ls_Dyna; sono stati impostati i valori di XC, YC, YT, XT tutti uguali a 400 MPa, inferiore rispetto a quello del materiale originale, mentre sono stati fatti variare il DFAILC, DFAILM ed il modulo elastico E. Più nello specifico gli intervalli di ricerca dei singoli sono stati :

- $-0.05 \le DFAILC \le -0.02;$
- $0.08 \le DFAILM \le 0.17$
- $3 GPa \le E \le 10 GPa$

Importante è la scelta del tempo di simulazione; in questo caso sono stati scelti i primi trenta secondi di simulazione, tempo necessario a i due trigger di deformarsi. Il software Ls_Opt ha definito 50(numero di iterazioni scelto) possibili combinazioni di questi tre valori lanciando ogni volta la simulazione restituendo l'andamento della forza applicata sul rigidwall e il relativo valore di errore quadratico medio (curve matching-MSE) tra la curva della simulazione numerica e quella sperimentale. Tale valore è stato calcolato usando la seguente formula:

$$MSE = \frac{\sum_{i=1}^{n} (x_i - \hat{x}_i)^2}{n}$$

Tra le cinquanta simulazioni disponibili sono state scelte le dieci migliori, ovvero quelle con un valore di curve matching più basso, di cui di seguito vengono riportati i valori dei parametri di ricerca, l'errore quadratico medio e l'andamento della forza in confronto con quella sperimentale.

N° Simulazione	E (GPa)	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 4.1: Valori dei parametri di ricerca per le varie simulazioni.



Figura 4.10: Andamento della forza delle simulazioni a confronto con la curva sperimentale.

Scegliendo la curva con errore minore, ovvero quella della simulazione N° 48, automaticamente sono stati definiti i valori dei parametri di ricerca. Di seguito è riportato l'andamento della forza ottenuta nella simulazione scelta e quella sperimentale.



Figura 4.11: Andamento della forza (simulazione N°48) a confronto con quella sperimentale.

4.3.2 Ottimizzazione parametri del materiale

Per questa seconda ottimizzazione il parametro di ricerca è il valore del DFAILM del materiale del corpo centrale; i valori delle proprietà del trigger sono stati impostati uguali a quelli ottimizzati nella sezione precedente mentre le altre proprietà del materiale principale sono state reperite dalla letteratura. Il campo di ricerca del valore di DFAILM ha come estremo inferiore il valore di DFAILC preso in modulo, 0.001, e come estremo superiore il valore di DFAILT, 0.096. Questa volta l'ottimizzazione è stata eseguita sul tempo completo di impatto corrispondente a 300s e sono stati valutati cinque valori all'interno del campo di variazione. Analizzando i dati riportati di seguito è stato scelto come valore ottimale di DFAILM 0.06.

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 4.2: Valori di DFAILM ed MSE delle simulazioni.



Figura 4.12: Andamento della forza delle simulazioni (in alto), Confronto tra forza sperimentale.



Figura 4.13: Andamento della forza delle simulazioni (in alto), Confronto tra forza sperimentale.

È possibile notare come queste curve non presentano un andamento uguale a quello della precedente ottimizzazione limitatamente ai primi 30 secondi questo perché durante la deformazione la forza esercitata sul rigidwall soprattutto nelle fasi iniziali dipende anche dalle proprietà del materiale al di sotto del contatto, per questo vi sono dei picchi maggiori in questo caso.

Capitolo 5

Scelta della configurazione per la simulazione numerica

Prima di progettare il nuovo componente in materiale composito è fondamentale andare a definire un test di prova che riproduca un modo di deformarsi della crash box il più possibile uguale a quello riscontrato nell'urto frontale disassato. In letteratura [16] sono presenti oltre ai classici test ad impatto assiale anche test ad impatto obliquo per strutture tubolari. Sono possibili due configurazioni differenti:

- Configurazione A: il corpo deformabile è colpito dall'impattatore con un'incidenza (α) rispetto alla superficie superiore con una velocità inclinata dello stesso angolo rispetto alla direzione assiale;
- Configurazione B: l'impattatore colpisce frontalmente, come nel caso ad impatto assiale, la superficie superiore del corpo deformabile ma con una velocità inclinata rispetto alla direzione assiale.



Figura 5.1: Configurazioni A e B per la simulazione.

Le due configurazioni presentato due tipologie di contatto. Per la configurazione A il primo contatto si ha solo in un punto quindi un contatto non uniforme; per la configurazione B si ha subito un contatto uniforme su tutta la superficie superiore del corpo deformabile.Le configurazioni sono state implementate su Ls_Dyna definendo un Rigidwall (impattatore) con velocità propria e inserendo al posto del corpo deformabile la crash box in materiale metallico presente sul veicolo. Nel modello ad elementi finiti i nodi alla base della crash box sono stati vincolati bloccando le traslazioni nelle tre direzione ma consentendo le rotazioni. Le prove sono state eseguite con diversi valori di inclinazione(α) 10° 20° 30° 40°e con una velocità di 15 km/h.

5.1 Risultati

5.1.1 Configurazione A

In questo test, per valori di inclinazione della velocità e del rigidwall pari a 10° e 20°, si osserva una deformazione assiale in cui le pieghe pre-realizzate sul corpo della crash box si chiudono su se stesse. Comportamento diverso si ha con valori di angolo pari a 30 e 40°. Con inclinazione di 30° si osservano quattro fasi diverse nel collasso del componente(Figura 5.2). All'inizio dell'impatto la metà superiore del corpo flette senza deformarsi attorno al punto di saldatura presente nella mezzeria della crash box. Segue una compressione assiale della metà superiore per tornare poi a flettersi, questa volta attorno alla piega presente alla base della crash box. La quarta fase prevede la compressione assiale dell'ultima parte. Il risultato con 40° presenta una deformazione uguale a quella appena descritta.



Figura 5.2: Deformazione crash box originale sottoposta alla configurazione di impatto A.

Le due simulazioni $(30^{\circ}-40^{\circ})$ presentano una deformazione della crash box molto simile a quella riscontrata all'interno del veicolo, ritrovando in entrambe la flessione del corpo

crash-box attorno ai propri punti di saldatura o attorno alle pieghe pre-realizzate. Questo comportamento simile indica che per la simulazione della deformazione è necessario un urto di tipo obliquo, in altre parole è indispensabile la presenza dell'inclinazione (α).

5.1.2 Configurazione B

In questa configurazione la deformazione è ancora prettamente assiale. Per bassi valori di inclinazione della velocità rispetto alla direzione assiale, la deformazione segue un compressione assiale nella quale le pieghe del corpo si chiudono su se stesse. Un risultato leggermente diverso si ottiene per valori di α pari a 30° e 40°. A causa dell'aumento della velocità in direzione laterale, durante l'avanzamento del rigidwall, la porzione di crash box già deformata a causa dell'attrito tenderà a rimanere a contatto con il rigidwall traslando lateralmente e provocando una leggere flessione durante la deformazione delle ultime pieghe.





Questa configurazione, poiché prettamente assiale, non risulta una soluzione accettabile per replicare la deformazione della crash box durante l'impatto frontale disassato.

5.1.3 Configurazione C

Questa ulteriore configurazione deriva dallo studio dell'inclinazione della forza applicata sulla barriera deformabile. Nella definizione del modello full vehicle sono stati inseriti dei piani sulla superficie di ogni blocco che compone la barriera deformabile dai quali è possibile estrarre la forza applicata su di essi. Per la valutazione è stato preso in considerazione l'istante in cui si ha il primo contatto tra la barriera deformabile e il veicolo corrispondente a 0.025s. Per individuare l'inclinazione della forza si è tenuto conto del valore di forza longitudinale e laterale agente sui blocchi che per primi impattano il veicolo, in questo caso il blocco c e il blocco f.



Figura 5.4: Deformazione crash box originale sottoposta alla configurazione di impatto B.

Con i valori di forza, longitudinale e trasversale, rilevati è possibile calcolare un'inclinazione della forza risultante di 6.8° rispetto alla direzione longitudinale x. Questo valore di inclinazione è stato introdotto nella nuova configurazione inclinando la velocità di avanzamento del rigidwall di 6.8° rispetto alla direzione x. Inoltre il rigidwall è stato inclinato di un angolo di 20° sia per avere un contatto uniforme con la superficie superiore della crash box anch'essa inclinata di 20°, sia per replicare il contatto con il bumper. Dall'analisi della deformazione durante la prova si individuano diverse fasi. All'inizio del

contatto le prime pieghe si chiudono in direzione assiale. Nella seconda fase la piega più grande, individuabile tra i punti di saldatura più distanti tra loro, si deforma assialmente spostandosi anche lateralmente. In ultima fase lo spostamento laterale genera una flessione di tutto il resto del corpo crash-box ancora indeformato attorno all'ultima piega.



Figura 5.5: Deformazione crash box originale sottoposta alla configurazione di impatto C.

Per l'ottimizzazione della crash box con struttura ad origami in materiale composito è stata utilizzata la configurazione d'impatto C.

Capitolo 6

Crash Box con struttura origami in materiale composito

6.1 Parametri progettuali

Punto di partenza per la progettazione della crash box in origami è la valutazione di quanto spazio vi è a disposizione all'interno del veicolo, in particolare bisogna estrapolare il volume d'ingombro delle crash box o analogamente lo spazio disponibile tra il bumper e le piastre collegate ai longheroni. È da specificare che le grandezze che verranno definite di seguito includono oltre che le dimensioni della crash box anche lo spazio necessario per l'inserimento di nuove piastre di collegamento al posto dei vecchi connector e frontcap. Nello specifico, la sezione in pianta viene definita andando a considerare lo spazio che vi è a disposizione per il collegamento della crash box con il bumper; questa dimensione come mostrato nella figura successiva è di 104.2 mm.



Figura 6.1: Volume di ingomrbo nel bumper in metallo.

6.1. Parametri progettuali

Per definire invece l'altezza di questo volume viene eseguita la proiezione di questa sezione in direzione assiale andando a identificare due altezze diverse a causa della forma curva del bumper. In particolare, avremmo un'altezza di 251 mm sulla parte più interna e una di 209.8mm su quella più esterna come mostrato in figura.



Figura 6.2: Volume di ingombro tra il bumper in metallo e i longheroni.

Per l'ottimizzazione dell'assorbimento di energia della crash box in origami è necessario definire il valore di energia assorbita della crash box in metallo da sostituire. Come termine di paragone è stato considerato il livello di energia assorbita della crash box originale testata con una configurazione di impatto di tipo C descritta precedentemente. Il plot successivo descrive l'andamento della forza applicata al rigidwall durante la compressione presentando un picco iniziale di 85 kN. I valori di forza massimi sono sempre al di sotto dei 100 kN tranne per l'ultimo tratto nel quale si ha un aumento di tale valore a causa della compressione del corpo crash-box precedentemente deformato. L'andamento della forza nello spostamento. Il valore di energia assorbita alla fine del test d'impatto è di 14.4 kJ. Un parametro da introdurre per questa tipologia di test è il SEA, Specific Energy Absorption, il quale è definito come il rapporto tra l'energia assorbita dal componente e la sua massa. Nel nostro caso con una massa 1.05 kg e un'energia di 14.4 kJ si otterrà un SEA di 13.71 kJ/kg.

6.2. Geometria di partenza



Figura 6.3: Volume di ingombro tra il bumper in metallo e i longheroni.

6.2 Geometria di partenza

Tutti i modelli di crash box testati sono stati definiti tenendo conto dello spazio disponibile all'interno del veicolo precedentemente definito. I modelli possiedono un numero variabile di moduli "interi", di sezione quadrata di lato 90mm, più uno modulo alla sommità della crash box che presenta come in quella originale un lato obliquo inclinato di 20° per rispettare il collegamento con il bumper inclinato dello stesso angolo. In questa prima fase sono stati definite tre configurazioni con numero di moduli rispettivamente pari a quattro cinque e sei. Il numero di moduli è comprensivo solo dei moduli interi con l'esclusione di quello con il lato obliquo. Le varie geometrie presentano un'altezza complessiva compresa tra i 230 e i 240 mm per rispettare l'altezza disponibile nel veicolo. I tre modelli di partenza sono rappresentati nell'immagine seguente.



Figura 6.4: Dimensioni delle configurazioni iniziali a 4,5,6 moduli.

Le tre geometrie presentano un modulo con lato obliquo di altezza 33 mm ed un valore di C pari a 55 mm. I moduli interi hanno la stessa altezza rispettivamente di 50 mm per la configurazione da quattro, 40 mm per la configurazione da 5 e 33 mm per la configurazione da sei.

Le tre geometrie sono state sottoposte al test di impatto di tipologia C. Nelle prime simulazioni lanciate è stato definito uno spessore uniforme su tutta la crash box di 6 layer sovrapposti che corrisponde a 2.7 mm. Risultato dell'urto obliquo in tutte le geometrie è stato, nella prima fase della deformazione, una rottura del modulo alla base della crash box. Per risolvere questo problema è stato aumentato lo spessore da 6 a 16 layer uniforme su tutto il corpo. Anche con l'aumento di spessore ritroviamo la rottura dell'ultimo modulo nelle tre diverse geometrie.



Figura 6.5: Rottura dell'ultimo modulo nelle configurazione 4,5,6 moduli.

Per garantire la deformazione progressiva dei moduli, evitando rotture premature dei moduli alla base, è stata inserita una variazione assiale dello spessore dei moduli nella quale l'ultimo modulo è composto dalla sovrapposizione di 16 layer per poi diminuire di due layer lo spessore dei successivi moduli arrivando alla sommità della crash box. Nella tabella seguente è possibile rintracciare tutti gli spessori delle tre configurazioni.

	4 moduli	5 moduli	6 moduli
	Spessore [mm]	Spessore [mm]	Spessore [mm]
Modulo tagliato	3.6 (8 layer)	2.7 (6 layer)	2.7 (6 layer)
Modulo N° 1	4.5 (10 layer)	3.6 (8 layer)	2.7 (6 layer)
Modulo N° 2	5.4 (12 layer)	4.5 (10 layer)	3.6 (8 layer)
Modulo N° 3	6.3 (14 layer)	5.4 (12 layer)	4.5 (10 layer)
Modulo N° 4	7.2 (16 layer)	6.3 (14 layer)	5.4 (12 layer)
Modulo N° 5		7.2 (16 layer)	6.3 (14 layer)
Modulo N° 6			$7.2 \ (16 \ \text{layer})$
Massa Complessiva [kg]	0.683	0.635	0.582

Tabella 6.1: Spessori dei moduli delle configurazioni.

Analizzando la deformazione dei moduli è possibile rintracciare modi comuni di deformazione per le tre geometrie. Quando il singolo modulo entra a contatto con il rigidwall inclinato inizia a piegarsi su se stesso fino a quando istantaneamente si rompe lungo le pieghe create dalla presenza del C. È possibile notare questo comportamente nell'immagine

6.2. Geometria di partenza

seguente in cui il primo istante rappresenta la massima deformazione che può sopportare il modulo prima di rompersi, come nel secondo frame, lungo le pieghe pre-formate. È evidente anche come dopo la rottura vi siano dei lati del modulo che non partecipano alla deformazione e rimarranno collegati a quelli sottostanti (parte sinistra dei frame).



Figura 6.6: Istanti successivi durante la deformazione ad urto obliquo.

Questo comportamento può essere rintracciato anche nell'andamento della forza applicata al rigidwall. Nell'andamento nel caso di geometria con quattro moduli vi è un primo picco istantaneo dovuto al modulo "tagliato", poi un brusca diminuzione dovuta alla sua rottura e poi ancora un picco dovuto alla presenza del modulo successivo continuando così fino all'ultimo modulo. Ogni volta che si deforma un modulo il picco è sempre più alto del precedente a causa della maggiore resistenza data dall'aumento di spessore. Per avere un buon assorbimento di energia è necessario che il valore della forza sia il più stabile possibile senza brusche diminuzioni, sintomo che si ha la rottura istantanea del componente e non una deformazione controllata.



Figura 6.7: Andamento della forza nella configurazione a 4 moduli.

La tabella seguente mostra i valori di forza,energia e SEA delle tre geometrie in confronto con la crash box originale. I nuovi modelli presentano un picco di forza più basso ma un valore di energia ancora molto inferiore rispetto a quello della crash box da sostituire. È necessario andare ad eseguire variazioni nella geometria e/o nello spessore per aumentare l'assorbimento di energia.

Configurazione	Picco di forza [kN]	Massa [kg]	Energia [kJ]	${ m SEA}~[{ m kJ/kg}]$
6 moduli	60	0.582	8.6	14.89
5 moduli	55	0.635	9.1	14.33
4 moduli	55	0.683	8.54	12.5
Originale	85	1.05	14.4	13.71

Tabella 6.2: Confronto dei valori di picco di forza, massa, energia e SEA.

6.3 Ottimizzazione geometria

La prima modifica introdotta in questa configurazione è la modifica del valore di C. Teoricamente[11] la modifica di questo valore porta a un comportamento più o meno rigido del modulo. L'aumento del parametro C porta ad una diminuzione dell'angolo di apertura della piega presente su ogni spigolo della struttura ad origami. Con questa modifica il modulo sarà più facilmente deformabile con un valore di forza e di energia più basso. É importante per questo motivo trovare il giusto compromesso e per questo sono state eseguite diverse geometrie tra le quali il valore di C è differente mentre rimane costante su tutti i moduli di ogni modello. I valori di spessore sono invariati rispetto a quelli dei modelli di partenza.

6.3.1 Variazione uniforme di C

Configurazione 6 moduli

Partendo da una configurazione con un valore di C pari a 55 sono state testate altre tre configurazioni con C costante su tutta l'altezza pari rispettivamente a 45 mm, 50 mm e 60 mm. Di seguito sono riportate i tre modelli.



Figura 6.8: Geometrie a 6 moduli con diverso C.

Dai risultati delle simulazioni è possibile notare come il comportamento teorico venga rispettato solo in parte. Il picco di forza con l'aumento di C diminuisce dai 60 kN (C45) fino ai 50 kN (C60). L'energia non presenta un andamento univoco ed il valore di assorbimento maggiore si ha per la configurazione con C55.

Valore di C	Picco di F (kN)	Energia (kJ)	Massa (kg)	SEA~(kJ/kg)
C 45	60	7.8	0.579	13.47
C 50	60	7.52	0.583	12.9
C 55	55	8.6	0.582	14.77
C 60	50	6.83	0.604	11.3

Tabella 6.3: Confronto dei valori di picco di forza, massa, energia e SEA per le configurazioni a 6 moduli al variare di C.



Figura 6.9: Confronto andamento della forza filtrata (SAE600) nelle configurazioni a 6 moduli con diverso C.

Configurazione 5 moduli

La configurazione a 5 moduli è stata modificata cambiando i valori di C, 45 50 e 60 mm, costanti su tutti i moduli di ogni modello. Analizzando i valori del picco di forza non si assiste ad una diminuzione netta del suo valore con la diminuzione di C. Dal punto di vista energetico le configurazioni con C uguale a 50, 55 mm possiedono un buon livello di energia assorbita, maggiore delle configurazioni a sei moduli. Il modello con C 60 ha un basso valore di energia poiché durante la simulazione gli ultimi due moduli si rompono insieme senza deformarsi.

	Picco di F (kN)	Energia (kJ)	Massa (kg)	SEA~(kJ/kg)
C 45	60	7.9	0.618	12.78
C 50	30	9.24	0.627	14.73
C 55	60	9.1	0.635	14.33
C 60	40	7.43	0.653	11.38

Tabella 6.4: Confronto dei valori di picco di forza, massa, energia e SEA per le configurazioni a 5 moduli al variare di C.



Figura 6.10: Confronto andamento della forza filtrata(SAE600) nelle configurazioni a 4 moduli con diverso C.

Configurazione 4 moduli

Si sono valutati i livelli di forza e di energia in due modelli a quattro moduli con valori di C costanti lungo l'asse e pari a 45 mm e 50 mm.

	Picco di F (kN)	Energia (kJ)	Massa (kg)	SEA~(kJ/kg)
C 45	60	8.9	0.663	13.42
C 50	45	9.5	0.664	14.3
C 55	60	8.54	0.683	12.5

Tabella 6.5: Confronto dei valori di picco di forza, massa, energia e SEA per le configurazioni a 4 moduli al variare di C.

Per la configurazione con C 50 si ha un picco basso di 45 kN e un valore di energia assorbita più alto rispetto alla configurazione di partenza pari a 9.5 kJ, risultando per il momento la configurazione migliore.



Figura 6.11: Confronto andamento della forza nelle configurazioni a 4 moduli con diverso C.

6.3.2 Variazione assiale di C

Dall'analisi dei risultati ottenuti nella sezione precedente può essere introdotta una variazione della grandezza C non più soltanto tra i diversi modelli ma anche all'interno delle singole crash box, in particolare variando C lungo l'altezza da modulo a modulo. Questa

ottimizzazione è stata eseguita sulla configurazione da 5 e 4 moduli.

La nuova configurazione a 5 moduli (Configurazione 5.1) presenta le stesse altezze e gli stessi spessori per i vari moduli. Per il primo modulo è stato scelto un C di 45 mm poiché è quello che presenta il picco di forza più basso 30 kN. Per i tre moduli successivi è stato imposto un valore di C di 60 mm poichè dall'analisi dell'andamento dell'energia (Figura 6.9) è possibile notare come l'energia assorbita dal modello con tutti C di 60 mm sia maggiore rispetto agli altri durante la deformazione dei primi tre moduli interi. Per gli ultimi due moduli poiché si ha rottura della configurazione a C 60 sono stati inseriti moduli con C 55 mm poiché presentano un assorbimento maggiore.



Figura 6.12: Andamento dell'energia nelle diverse geometrie a 5 moduli.

Analizzando i risultati la nuova configurazione presenta un picco di forza iniziale di 45 kN indice del fatto che esso dipende non solo dal primo modulo ma anche dalla geometria e spessore dei moduli sottostanti. L'energia assorbita è di 8.6 kJ inferiore rispetto a quella individuata nelle configurazione con C uniforme lungo l'altezza. Con una massa di 0.631 kg si riscontra un SEA di 13.67 kJ/kg.

La nuova configurazione a 4 moduli, configurazione 4.1, presenta le stesse altezze e gli stessi spessori dei moduli rispetto ai modelli precedenti. Il C del modulo tagliato è 45 mm mentri tutti gli altri possiedono un C di 50 mm. Sono stati inseriti questi valori perchè dall'andamento dell'energia(Figura 6.11) si nota che il modello con C da 45 presenta un energia maggiore per la parte iniziale della deformazione mentre per il restante tempo assorbe molta più energia la configurazione con moduli con C 50.



Figura 6.13: Andamento dell'energia nelle diverse geometrie a 4 moduli.

La configurazione 4.1 presenta un picco di forza iniziale di 85 kN, un energia assorbita di 8.78 kJ e con una massa di 0.663 kg il suo SEA è 13.25 kJ/kg. Di seguito vengono riportate le configurazione 5.1 e 4.1 quotate ed i rispettivi andamenti della forza.



Figura 6.14: Dimensioni configurazioni 4.1 e 5.1.



Figura 6.15: Andamento della forza filtrata(SAE600) per le configurazioni 4.1 e 5.1.

6.3.3 Aumento spessore

Le configurazione migliori dal punto di vista energetico, ottenute nella precedente sezione, sono la configurazione a 5 moduli con C uniforme di 50 mm e la configurazione a 4 moduli con C uniforme di 50 mm. Per le due configurazioni viene proposto un aumento dello spessore per cercare di superare il livello di energia assorbita della crash box originale [17]. In entrambi i modelli lo spessore del modulo alla base è stato impostato a 9 mm corrispondente alla sovrapposizione di 20 layer unidirezionali rispetto al valore precedente di 16 layer (7.2mm). Lo spessore dei successivi moduli è diminuito progressivamente di 2 layer per volta, mentre il modulo tagliato è impostato in entrambi i casi con uno spessore di 6 layer per garantire un basso picco di forza. La figura successiva mostra la variazione dello spessore nei due casi.



Figura 6.16: Variazione assiale dello spessore nelle configurazioni a 4 e 5 moduli con C 50 mm uniforme.

Analizzando i risultati delle due simulazioni la configurazione a 4 moduli raggiunge un assorbimento di 13.8 kJ mentre il modello a 5 moduli assorbe un'energia di 15.7 kJ. La configurazione migliore è quella da 5 moduli, possiede un picco di forza minore di 20 kN e un valore di energia maggiore di 1.3 kJ rispetto alla crash box originale con un valore in massa minore del 20%. Per questo motivo è stata scelta come modello per il Material Replacement.

Configurazione	Picco di F (kN)	Energia (kJ)	Massa (kg)	SEA~(kJ/kg)
Conf. 4 moduli	54	13.8	0.846	16.33
Conf. 5 moduli	65	15.7	0.826	19
Originale	85	14.4	1.05	13.71

Tabella 6.6: Confronto dei valori di picco di forza, massa, energia e SEA tra le configurazioni a 4, 5 moduli ed originale.

Nel grafico successivo è possibile notare come l'aumento di spessore implichi un aumento dei valori di forza filtrata (SAE600). Questo comportamento si riscontra nell'energia assorbita poiché risultato dell'integrazione della forza nello spostamento.



Figura 6.17: Influenza dello spessore sull'andamento della forza nella configurazione a 5 moduli.

Capitolo 7

Material Replacement nel modello Full-Vehicle

7.1 Modifiche modello

Per collegare la crash box con il frontcap e il connector sono stati inseriti dei bordi nei moduli alla sommità e alla base della crash box. In entrambi i casi i bordi hanno una larghezza di 15 mm mentre lo spessore sarà quello del modulo in cui sono stati inseriti: 2.7 mm per quello superiore, 9 mm per quello inferiore.



Figura 7.1: Geometria del modulo superiore (sx) e inferiore (dx) con i bordi.

Considerando l'ultima modifica della crash box e inserendola all'interno del veicolo si sono evidenziati problemi di ingombro. Per questo motivo è stato necessario effettuare ulteriori modifiche sulla geometria:

- diminuzione dell'altezza totale di 7 mm;
- diminuzione del C del modulo tagliato;

La prima modifica è stata effettuata diminuendo l'altezza dei 5 moduli, lasciando invariata l'altezza del modulo tagliato. I primi tre moduli partendo dal basso hanno subito una

7.1. Modifiche modello

diminuzione di 1 mm mentre gli altri due 2 mm ciascuno, raggiungendo un'altezza totale di 226 mm. La seconda modifica è stata introdotta poiché il modulo tagliato presentava un lato in interferenza con il bumper. Lo spazio di ingombro del modulo superiore è stato ridefinito tramite la diminuzione del suo C da 50 mm a 45 mm.



Figura 7.2: Interferenza tra il modulo superiore della crash box e il bumper.

Eseguendo la simulazione di urto (Configurazione C) sul modello modificato l'energia risulta minore di quella della crash box originale con un valore di 14 kJ. Per tornare ad un valore di energia assorbita maggiore sono stati modificati gli spessori dei vari moduli in due configurazioni diverse visibili nell'immagine sottostante.



Figura 7.3: Variazione assiale dello spessore.

La configurazione con due moduli da 20 layer alla base presenta una rottura prematura degli stessi non garantendo la richiesta in termini di energia. La configurazione con due

7.1. Modifiche modello

moduli da 16 layer e due da 18 layer presenta un assorbimento di energia di 15.7 kJ e un picco di forza di 77 kJ maggiore della configurazione precedente ma inferiore a quello della crash box originale. L'aumento del picco di forza è dovuto all'aumento di spessore dei moduli causando un aumento della resistenza all'inizio dell'impatto. Di seguito viene riportata la geometria definitiva della crash box, l'andamento della forza, nonché i valori ottenuti con il test.



Figura 7.4: Dimensioni della configurazione definitiva della crash box.



7.2. Collegamenti

	Energia (kJ)	Forza (kN)	Massa (kg)	SEA~(kJ/kg)
Modello Definitivo	15.7	77	0.949	16.6
Originale	14.7	85	1.05	14

Figura 7.5: Forza filtrata(SAE600) della configurazione definitiva.

Tabella 7.1: Confronto dei valori di picco di forza, massa, energia e SEA tra la crash box originale e la configurazione definitiva.

7.2 Collegamenti

Volendo inserire dei collegamenti tra i vari componenti simili a quelli presenti nel modello di partenza sono state definiti il frontcap e il connector, le due piastre che delimitano la crash box, con misure differenti. Il frontcap è stato adattato alle dimensioni perimetrali del modulo superiore, il modulo con lato obliquo, mentre il connector alla base è stato modificato in modo da contenere il bordo inserito nell'ultimo modulo. Di seguito vengono riportati i disegni quotati dei due componenti. È stato inserito uno spessore del frontcap di 1.4 mm e 3.8 mm per il connector.



Figura 7.6: Dimensioni della configurazione definitiva della crash box.

Per il collegamento delle due piastre con gli altri componenti del veicolo sono stati replicati i collegamenti presenti nel modello originale. Il connector (Figura 7.6) è stato collegato mediante due CNRB ad una estremità del telaio del radiatore e alla parte iniziale del longherone. Il frontcap presenta altri tre CNRB per il collegamento con il bumper metallico.


Figura 7.7: Collegamenti del connector (sx) e del frontcap (dx) con il resto del veicolo.

Il modulo superiore della crash box con lato inclinato è stato collegato al frontcap mediante 10 constrained_spotweld posizionati sul bordo appositamente creato. Il modulo inferiore è stato collegato con 12 constrained_spotweld tra il bordo realizzato alla sua base e il connector sottostante. La posizione dei constrained_spotweld è visibile nell'immagine sottostante.



Figura 7.8: Collegamenti dei moduli della crash box con le due piastre.

7.3 Risultati

La simulazione di impatto frontale disassato, con 50% di overlap, è stata ripetuta sia per il veicolo contenente la crash box in acciaio sia per la vettura contenente la crash box in composito. In particolare è stato eseguito un confronto dei test simulati con diverse velocità: 15 km/h, 25 km/h e 35 km/h. Si analizzano i risultati in termini di energia assorbita e deformazione del componente, decelerazione che l'impatto provoca sul veicolo.

7.3.1 Test frontale disassato 15 km/h

In questo crash test la vettura e la barriera deformabile possiedono una velocità iniziale di 15 km/h in direzioni opposte. Analizzando la deformazione della parte anteriore della vettura è evidente come in entrambi i casi, con crash box a struttura e materiale differenti, il modo di deformarsi dei vari componenti è molto simile. Le figure seguenti (Figura 7.8-7.9) mostrano tre differenti istanti dell'urto. Nei frame proposti è evidente che il sistema che si deforma maggiormente è la barriera mobile lasciando inalterate le strutture della parte anteriore della vettura. In particolare la crash box, seguendo la traslazione laterale del bumper tenderà a ruotare inclinandosi leggermente rispetto all'asse longitudinale del veicolo. Questo comportamento è più evidente nel veicolo con la crash box in acciaio. L'ultimo frame mostra il distacco dei due sistemi, vettura e barriera, che invertono le loro velocità allontanandosi.



Figura 7.9: Deformazione della parte anteriore del veicolo con crash box in metallo, V 15 km/h.



Figura 7.10: Deformazione della parte anteriore del veicolo con crash box in composito, V 15 $$\rm km/h.$$

É evidente come questa tipologia di crash test alle basse velocità non riesca a fornire risultati in termini di deformazione dei componenti del telaio deformabile ed energia assorbita in quanto l'energia cinetica dell'impatto viene quasi completamente assorbita dalla deformazione della barriera deformabile.

7.3.2 Test frontale disassato 25 km/h

Il test è stato eseguito con una velocità delle due strutture di 25 km/h. In questo caso i risultati in termini di deformazione sono diversi a seconda della tipologia di crash box. Nella simulazione con la crash box originale in materiale metallico dopo una prima deformazione della barriera deformabile, il bumper tende a traslare lateralmente verso il centro del veicolo provocando l'inclinazione della stessa crash box. Nella parte finale si ha la compressione della crash box nonché la sua flessione attorno ad una delle pieghe presenti sulla base. Analizzando invece la deformazione della parte anteriore del veicolo con la crash box in origami, durante la prima fase dell'impatto il bumper traslerà portando con sé il modulo superiore della crash box causando la rotazione della stessa. Diversamente del modello con la crash box originale , in questo caso la parte iniziale del longherone flette seguendo l'inclinazione dell'asse della crash box. Da questa analisi è evidente che la crash box in composito reagisca più rigidamente all'impatto rispetto a quella in metallo poiché iniziano a deformarsi solo i primi moduli. Nelle immagini seguenti è possibile visualizzare le due deformazioni.



Figura 7.11: Deformazione della parte anteriore del veicolo con crash box in metallo, V 25 km/h.



Figura 7.12: Deformazione della parte anteriore del veicolo con crash box in composito, V 25 km/h.

Dagli output della simulazione è possibile determinare il valore di energia assorbita dai due componenti. Per la crash box in metallo, l'energia assorbita è stata ricavata mediante il comando Matsum presente nell'analisi degli output. Per la crash box in composito si è seguito un procedimento diverso. In fase di definizione della simulazione è stato introdotto un piano secante l'ultimo modulo, quello alla base, per ricavare l'andamento della forza esercitata da tutta la crash box su di esso. Per eseguire il calcolo dell'energia come integrale della forza nello spostamento è necessario estrapolare il valore di deformazione

progressiva che subisce la crash box. In particolare sono stati definiti due nodi, uno sul modulo più in alto e uno sul modulo più in basso, tramite lo spostamento dei quali per differenza è possibile ricavare l'andamento della deformazione nel tempo. L'impatto genera una deformazione sulla crash box di 35 mm pari circa a un sesto della sua altezza. Questo andamento, poiché non sempre crescente, è stato approssimato da due tratti lineari crescenti (Figura 7.12) secondo i seguenti intervalli:

•
$$0.0087s \le t \le 0.0441s$$
, $y = 132.11x$, $R^2 = 0.9782$;



• $0.0441s \le t \le 0.0603s$, y = 2122.8x - 88.377, $R^2 = 0.9334$;

Figura 7.13: Approximazione della deformazione della crash box in composito, V 25 km/h.

Eseguendo il cross tra gli andamenti della forza in funzione del tempo e della deformazione in funzione del tempo è possibile ottenere l'evoluzione della forza in funzione della deformazione. Integrando ulteriormente nello spostamento è possibile rintracciare il valore di energia. Per la crash box in metallo è stato calcolato un valore di energia assorbita pari a 4.5 kJ maggiore rispetto a quello della crash box in origami pari a 3 kJ. Le due crash box sottoposte allo stesso test di impatto presentano dei valori molto simili di energia assorbita.

Analizzando la decelerazione sul centro di massa nei due casi (Figura 7.13) è possibile riscontrare un andamento molto simile. Entrambi presentano un picco intorno ai 0.06s di -16g per la crash box originale e di -18g per quella in origami.



Figura 7.14: Decellerazione sul centro di massa, V 25 km/h.

Il risultato in termini di energia è in accordo con gli andamenti delle decelerazioni poiché assorbendo lo stesso quantitativo di energia non si riscontrano differenza sostanziali in termini di decelerazioni tra i due casi.

7.3.3 Test frontale disassato 35 km/h

In questo scontro frontale la sovrapposizione tra vettura e barriera deformabile è del 50% e le velocità dei due sistemi sono uguali e opposte e pari a 35 km/h. Sono state definite queste velocità per poter effettuare un confronto con i risultati ottenuti con il test iniziale, nel quale il veicolo era provvisto delle crash box in acciaio, per valutare la presenza o meno di vantaggi derivanti dalla sostituzione del componente. All'interno del veicolo sono state posizionate le due crash box con gli opportuni collegamenti come descritto nella sezione precedente.

Analizzando cosa accade nella parte anteriore del veicolo è subito evidente come, con l'aumento della velocità, i componenti interessati dall'urto subiscano una deformazione maggiore rispetto ai casi precedenti. I fotogrammi seguenti (Figura 7.14) mostrano che il primo componente a deformarsi è la struttura a nido d'ape in alluminio delle barriera deformabile. Successivamente con la flessione del bumper in metallo il sistema crash boxlongherone segue questo movimento inclinandosi. Da questo istante in avanti si avrà la deformazione della crash box modulo per modulo a cui seguirà un ritorno elastico di tutta la vettura rispetto alla barriera deformabile causando il distacco.



Figura 7.15: Deformazione della parte anteriore del veicolo con crash box in composito, V 35 km/h.

Analizzando la deformazione delle due crash box in materiale e struttura differenti è possibile rintracciare dei tratti comuni ma anche delle differenze. All'inizio dell'impatto il movimento del bumper provoca in entrambi i casi una rotazione del struttura tubolare attorno all'asse perpendicolare al veicolo (z). Negli istanti successivi la crash box in acciaio (Figura 7.15) flette attorno alla piega alla base, realizzata in fase di progettazione, per poi comprimersi su se stessa.



Figura 7.16: Deformazione della parte anteriore del veicolo con crash box in acciaio, V 35 km/h.

La crash box in origami presenta la stessa deformazione negli istanti iniziali. Successivamente a causa dell'aumento della forza di compressione inizierà a deformarsi modulo per modulo. In particolare si piegherà nella porzione sinistra mentre nella destra si avrà rottura del modulo attorno al lato ripiegato di lunghezza C. Questo modo di deformarsi è molto simile a quello individuato durante la determinazione della configurazione per il test a compressione del singolo componente (Configurazione C). Si riscontra (Figura 7.16) una

porzione di materiale, quello lungo l'altezza maggiore che rompendosi crea dei "fogli" di materiale indeformato che non partecipano alla compressione diminuendo il quantitativo di energia assorbita dalla crash box.



Figura 7.17: Deformazione progressiva della crash box in origami, V 35 km/h.

Per eseguire un confronto energetico tra i due componenti è necessario estrapolare il valore di energia dagli output della simulazione. Come per il test a 25 km/h il valore di energia per la crash box in metallo è restituito dell'output Matsum mentre per la crash box in composito è necessario partire dall'andamento della deformazione e della forza sviluppata dalla crash box nel tempo. Vengono riportati nel grafico successivo gli andamenti dello spostamento dei nodi estremi della crash box e la relativa evoluzione della deformazione ottenuta come differenza dei due spostamenti.



Figura 7.18: Spostamento e relativa deformazione della crash box in origami, V 35 km/h.

Ad una velocità di 35 km/h la crash box in origami subirà una deformazione di 180 mm, circa l'80% della sua altezza totale. Per calcolare il valore effettivo di energia assorbita è necessario approssimare l'andamento crescente della deformazione. Il tratto scelto è definito all'interno di due istanti temporali, da 0.0067 s a 0.0631 s, intervallo nel quale avviene la compressione della struttura. L'andamento nell'intervallo è stato diviso in due tratti e linearizzato con opportune equazioni lineari scegliendo tra quelle con un valore di R^2 migliore. L' R^2 è anche detto coefficiente di determinazione o di adattamento ai dati e viene utilizzato solo nei modelli di regressione lineare; il suo valore varia tra 0 e 1. Maggiore sarà il suo valore e più l'equazione scelta approssima adeguatamente la curva reale. Gli intervalli temporali scelti con le relative equazioni sono:

• $0.0067s \le t \le 0.0301s$, y = 195.07x, $R^2 = 0.9742$;



• $0.0301s \le t \le 0.0631s$, y = 5624.6x - 169.02, $R^2 = 0.9761$;

Figura 7.19: Approssimazione della deformazione della crash box in composito, V 35 km/h.

Come nella simulazione a 25 km/h è stato definito un piano intersecante la base dell'ultimo modulo dal quale tramite la definizione della keyword Secforc con la quale è possibile diagrammare l'andamento della forza applicata su questo piano dai moduli della crash box in funzione del tempo (Figura 7.19).



Figura 7.20: Andamento della forza in funzione del tempo.

Da questi grafici è possibile ricavare l'evoluzione della forza in funzione della deformazione della crash box per poi ottenere tramite la sua integrazione il valore di energia assorbita dalla struttura. Con questo metodo l'energia assorbita dalla crash box in composito è di 11 kJ.

Sottoposte allo stesso crash test, inserite all'interno dello stesso veicolo, le crash box presentano un assorbimento diverso. La struttura in composito riesce ad assorbire un'energia di 11 kJ, maggiore rispetto ai 7.5 kJ della crash box in metallo.

Confrontando i valori di decelerazione longitudinale nel centro di massa del veicolo si riscontra un importante diminuzione del picco di decelerazione passando dai -35g nel caso del veicolo con crash box in acciaio ai -25g del veicolo dotato della crash box in composito.



Figura 7.21: Confronto accelerazione filtrata (SAE180).

I risultati in termini di accelerazione e di energia sono in accordo tra loro in quanto una maggior energia assorbita dalla crash box porta ad una maggiore diminuzione dell'energia cinetica dell'urto, principale fattore che influenza la decelerazione durante l'urto. Più energia viene assorbita e minori saranno gli effetti negativi prodotti sui passeggeri durante l'urto.

È importante notare come durante l'ottimizzazione della geometria della crash box si era raggiunto un valore di energia superiore rispetto a quello ottenuto con la simulazione finale. Questi differenti valori derivano sicuramente dalla diversità delle simulazioni riscontrabile sia nelle velocità in gioco ma anche e soprattutto dalla presenza all'interno del modello completo di altri componenti che condizionano la deformazione.

Capitolo 8 Conclusioni

Lo studio si è focalizzato sulla progettazione di una crash box con struttura ad origami in materiale composito da inserire all'interno della vettura Toyota Yaris Sedan del 2010 per valutare il crash test del tipo "Barriera mobile con elemento deformabile progressivo". Partendo dall'analisi del modello agli elementi finiti di tale crash test, analizzando la deformazione della crash box originale in materiale metallico, si è definito un test a compressione per la nuova crash box. Determinando il volume a disposizione per la sostituzione della crash box sono stati definiti più modelli di crash box da testare. L'ottimizzazione è stata eseguita avendo come fine ultimo un maggior assorbimento di energia del nuovo componente rispetto a quello originale; ciò è stato eseguito modificando alcuni parametri geometrici fondamentali quali: l'altezza del modulo, la misura del lato ripiegato, lo spessore del modulo. Ottenuta la migliore configurazione, con opportuni accorgimenti è stata introdotta all'interno del veicolo.

Dalla valutazione del crash test eseguito a diverse velocità è evidente come a basse velocità la crash box influenza poco l'urto poichè l'elemento che si deforma maggiormente è la barriera deformabile. Eseguendo il test ad una velocità vicina a quella utilizzata da Programma Euroncap, la crash box diventa un componente fondamentale nell'urto. Confrontando lo stesso test eseguito su veicoli equipaggiati con le due crash box (in metallo e in composito), i risultati mostrano un energia assorbita durante l'urto maggiore per la crash box in origami rispetto a quella originale con un conseguente picco nella decelerazione inferiore di circa 10 g.

E da sottolineare come il valore di energia assorbito dalla crash box in composito durante il test a compressione sia diverso rispetto a quello riscontrato all'interno del veicolo durante il crash test. Questo comportamento deriva dal fatto che nel veicolo la deformazione della crash box dipende dai componenti presenti nella parte anteriore del veicolo che con le loro deformazioni influenzano quella della crash box. Inoltre il test a compressione sul singolo componente è stato eseguito ad una velocità costante rispetto a quella del crash test nel quale è definita solo inizialmente.

I buoni risultati ottenuti in termini di assorbimento di energia uniti alla diminuzione del

peso del componente, sono stati validati a livello numerico ma devono essere verificati in ambito sperimentale.

Per ottenere migliori risultati in questo ambito si può definire una configurazione di test a compressione che coinvolga più componenti come ad esempio il bumper frontale e parte dei longheroni, che con la loro presenza possono rappresentare al meglio ciò che avviene nel veicolo.

Ringraziamenti

Ringrazio innanzitutto il Professore per l'opportunità concessami di lavorare a questo progetto.Un ringraziamento speciale,poi, va ai ragazzi che settimana per settimana, anzi giorno per giorno, mi hanno aiutato costantemente in questo lavoro di tesi. Grazie Alberto, Dario, Raffaele e Carlo.

Ringraziare le persone a cui si vuol bene appare cosa semplice, ma trovare le parole giuste che riescano a descrivere la reale entità del loro peso è tutt'altro che facile.

Un giorno, una persona a me cara mi disse: "Và e fatti onore!". Erano le parole di nonno Tonino che, insieme a nonna Elia, era entusiasta del percorso che stavo per affrontare. La dedica di questo lavoro va a loro, i miei secondi genitori.

Era il giorno in cui, insieme a mia madre, mio padre mi accompagnava a prendere il treno, quello della partenza che mi avrebbe portato in una citta da me ancora inesplorata: l'ultimo dell'adolescenza e il primo dell'età matura. Sono passati quasi sei anni da quel momento e sono finalmente arrivato alla fine del percorso che mi ero prefissato. Tante cose son cambiate, ma una e rimasta intatta: il sostegno della mia famiglia che mi ha supportato fin oltre le possibilità, senza farmi mai mancare nulla, e ripeto NULLA. E sono proprio loro, mia madre e mio padre, che sento di ringraziare prima di tutto: loro rappresentano il vero carburante di quel treno che continua a viaggiare e che non si fermerà certo adesso!

Questo periodo è stato segnato dalla presenza di due persone fondamentali: Guido e Luca. Quando ancora non sapevo quale fosse il mio destino, non conoscendo il percorso da seguire, mi hanno stretto tra loro; un pò come succede nel fatidico "Teorema dei carabinieri": sono state le funzioni che limitandomi superiormente ed inferiormente mi hanno condotto sulla strada giusta. Ed io non posso far altro che ringraziarli.

Di questi cinque anni ricorderò tutto. Ricorderò tutti quelli che in punta di piedi sono entrati all'interno di quella Casa, anzi direi di quella Famiglia, in Via Cassini 7. Grazie alla loro presenza hanno trasformato quel posto molto, ma molto lontano, nella mia seconda casa, la mia seconda famiglia. E vi ringrazio per questo, dal profondo del mio cuore, Grazie Ingegneri!

Ricordo, però, anche periodi molto difficili, quando l'unico sollievo era tornara a casa, in Abruzzo. Pensiero più che legittimo direi oggi! Lì a casa c'erano delle persone che mi aspettavano a braccia aperte, anzi, non vedevano l'ora che tornassi! C'era mio cugino

Gianpiero, il mio fratello adottivo Pier, l'amico di una vita Gianpaolino, il Compare Marco e così tutti gli altri. Un grande grazie va a tutti voi, Amici miei, che state ascoltando queste parole.

Devo ringraziare, ovviamente, la persona che ha lavorato insieme a me nelle fasi iniziali e finali per la realizzazione di questo lavoro: Bensu! Grazie a te la tesi magistrale è stata un pò più facile, quasi leggera direi!

Un ultimo ringraziamento, ma non per questo meno importante, va a Grazia! Sei stata lo spiraglio di luce in un periodo abbastanza cupo. Ti ringrazio di essere entrata a far parte della mia vita in maniera così importante, diventando il motivo per cui ogni giorno sorrido!

Grazie a tutti! Non sono Mai stato solo.

Avezzano, 15 Aprile 2021

Bibliografia

- [1] Alessia Grande, "L'incidentalità stradale sulle rete viaria principale", Automobile club d'Italia - Area Professionale Statistica.
- [2] EURONCAP, "Sicurezza dei veicoli".
 <https://www.euroncap.com/it/sicurezza-dei-veicoli/la-valutazione-indettaglio/sicurezza-degli-adulti/>.
- [3] Dhafer Marzougui Randa Radwan Samaha Chongzhen Cui Cing-Dao Kan, "Extended Validation of the Finite Element Model for the 2010 Toyota Yaris Passenger Sedan".
- [4] Gugliotta A., Otto Editore, "Elementi finiti."
- [5] Wu, Shen R; Gu, Lei, "Introduction to the Explicit Finite Element Method for Nonlinear Transient Dynamics."
- [6] Hafue, André Schweizerhof, Karl DuBois, Paul. "Review of shell element formulatons, Dynamore (2013)".
 .
- [7] Ls-Dyna Support, "LS-DYNA Introduction to contacts".
 https://www.oasys-software.com/dyna/wp-content/uploads/2020/01/Intro-to-Contacts.pdf>.
- [8] Dynamore, LS-Dyna (2014), "User guide and commands for LS-Dyna" .">http://www.dynasupport.com/manuals/ls-dyna-manuals/>.
- [9] Matteis P., "Dispense del corso "Materiali per l'industria meccanica."
- [10] Lin, Haoyuan, Jiayao, Zhong, "Quasi-static impact of origami crash boxes with various profiles".

Bibliografia

- [11] Jiayao, Zhong, "Energy Absorption of Thin-Walled Square Tubes With a Prefolded Origami Pattern—Part I: Geometry and Numerical Simulation."
- [12] 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".
- [13] Sikorski P., Krenz T. "Quad-dominant mesh improvement using medial axis."
- [14] Belingardi G., *Dispense del corso "Design of Lightweight and composite structures"*. Corso di Laurea magistrale in Ingegneria Meccanica. Politecnico di Torino.
- [15] Feraboli, Wade, Deleo, Rassaian, Higgins, Byar "LS-DYNA MAT54 modeling of the axial crushing of a composite tape sinusoidal specimen".
- [16] Shivdayal Patel, Venkata Ravi Vusaa, C. Guedes Soares, "Crashworthiness analysis of polymer composites under axial and oblique impact loading".
- [17] 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.