

**POLITECNICO DI MILANO**

Facoltà di Ingegneria Industriale

Corso di Laurea in  
Ingegneria aeronautica



**Caratterizzazione del comportamento a crash  
degli incroci di un sottopavimento di elicottero  
Prove sperimentali e simulazioni numeriche**

Relatore: Prof. Marco Anghileri

Co-relatore: Dr. Luigi Castelletti

Tesi di Laurea di:

Davide Aldo Falzoni Matr. 711592

Anno Accademico 2009 – 2010



# Indice

1	Introduzione .....	1
1.1	L'evoluzione dei mezzi di trasporto e l'esigenza di sicurezza.....	1
1.2	La sicurezza in ambito aeronautico .....	2
1.2.1	Peculiarità.....	2
1.2.2	Inquadramento storico.....	4
1.2.3	Metodologie .....	8
1.3	Sicurezza degli elicotteri .....	11
1.3.1	Generalità .....	11
1.3.2	Accorgimenti per la sicurezza passiva degli elicotteri .....	13
1.3.3	Sottopavimenti .....	16
1.3.4	Giunzioni.....	19
1.3.4	Incroci in composito.....	22
1.4	Obiettivi.....	23
2	Prove sperimentali.....	25
2.1	Attrezzatura di prova.....	25
2.2	Provini .....	27
2.2.1	Geometria .....	27
2.2.2	Materiale .....	27
2.2.3	Ribattini.....	28
2.3	Caratteristiche delle prove.....	30
2.3.1	Calcolo della forza .....	30
2.3.2	Parametri caratteristici della prova.....	32
2.4	Dati acquisiti .....	33
2.4.1	Incrocio 1 .....	33
2.4.2	Incrocio 2 .....	36
2.4.3	Incrocio 4 .....	39
2.4.4	Incrocio 3 .....	41
2.4.5	Incrocio 6 .....	43
2.4.6	Incrocio 5 .....	45
2.5	Conclusioni .....	47
3	Simulazioni numeriche.....	53
3.1	Obiettivi.....	53
3.2	Modello numerico .....	53
3.2.1	Geometria parti deformabili .....	53
3.2.2	Mesh parti deformabili .....	53
3.2.3	Sezioni parti deformabili.....	56
3.2.4	Materiale parti deformabili .....	57
3.2.5	Mesh parti rigide .....	57

3.2.6 Contatti.....	58
3.2.7 Condizioni al contorno (vincoli) .....	60
3.2.9 Condizioni iniziali.....	61
3.3 Giunzioni.....	61
3.3.2 Modellazione numerica delle giunzioni .....	61
3.3.3 Comportamento di tipo rigido.....	63
3.3.4 Comportamento di tipo deformabile .....	63
3.4 Risultati rivetti a modellazione rigida .....	65
3.5 Risultati rivetti a modellazione deformabile .....	71
3.5.1 Influenza della plasticità .....	72
3.5.2 Influenza raggio d'influenza e pesatura sulla superficie.....	80
3.5.3 Influenza delle rotazioni.....	83
3.5.4 Influenza dell'integrazione ridotta .....	84
3.5.5 Prova con incrocio 1.....	86
3.6 Sviluppo della geometria dell'incrocio .....	87
3.6.1 Modifica flange verticali .....	88
3.6.2 Modifica flange orizzontali .....	89
3.6.3 Modifica ribattini .....	90
4 Prova di materiale composito.....	93
4.1 Prove sperimentali.....	93
4.2 Modello materiale .....	94
4.3 Modello numerico .....	97
4.3.1 Mesh.....	97
4.3.2 Caratterizzazione laminato di composito.....	97
4.3.3 Condizioni al contorno .....	98
4.3.4 Contatti .....	98
4.4 Simulazioni senza danneggiamento del materiale composito.....	99
4.4 Prova con danneggiamento .....	99
4.4 Problemi riscontrati.....	101
4.5 Conclusioni lavoro .....	102
Appendice A.....	105
Elenco simboli.....	115
Bibliografia .....	117

## Indice delle figure

Figura 1.1 Prova di crash su un velivolo in scala reale[3] .....	5
Figura 1.2 Struttura IDRFB [3].....	5
Figura 1.3 Diagramma di Eiband relativo alla durata di accelerazione [1]. .....	6
Figura 1.4 Diagramma di Eiband relativo ai picchi di accelerazione [1].....	6
Figura 1.5 Modello reale e numerico manichino [4].....	8
Figura 1.6 Deformazione sottopavimento aereo leggero [5] .....	9
Figura 1.7 Incroci in alluminio e composito prima e dopo l'impatto [6].....	10
Figura 1.8 Diagrammi di assorbimento di provini in alluminio e composito [1]10	
Figura 1.9 Deformate dovute a impatto su terra e acqua [7].....	12
Figura 1.10 Strutture di protezione cabina [8] .....	13
Figura 1.11 Possibile posizionamento serbatoi.....	14
Figura 1.12 Schema assorbitori attivati all'impatto [10] .....	15
Figura 1.13 Carrello di atterraggio con assorbitore aggiuntivo [11].....	15
Figura 1.14 Sedile e assorbitore [4] .....	16
Figura 1.15 Struttura sottopavimento [13].....	17
Figura 1.16 Deformata numerica incrocio [12].....	18
Figura 1.17 Deformata numerica assorbitore intermedio [12].....	19
Figura 1.18 Incrocio base e relativa deformata numerica [13]. .....	20
Figura 1.19 Correlazione numerica sperimentale incrocio figura 1.16 [13].....	20
Figura 1.20 Esempi di curve ad azione assiale e taglio [14].....	21
Figura 1.21 Ribattino a elementi solidi modellato e curva assiale numerica [14] .....	21
Figura 1.22 Confronto forza vs schiacciamento di incroci in alluminio e composito [15] .....	22
Figura 2.1 Slitta verticale dopo test di funzionamento con il cilindro in alluminio .....	26
Figura 2.2 Vista laterale incroci delle diverse tipologie .....	29
Figura 2.3 Incrocio di tipo 1 Si notano bene il rinforzo a gei e le flange verticali .....	30
Figura 2.4 Esempio di curva forza vs schiacciamento.....	31
Figura 2.5 Forza vs schiacciamento incrocio 1 .....	34
Figura 2.6 Accelerazione vs energia incrocio tipo 1 .....	35
Figura 2.7 Incrocio 1 t=0.002 s dopo l'impatto .....	35
Figura 2.8 Incrocio 1 t=0.0039 s dopo l'impatto .....	36
Figura 2.9 Forza vs schiacciamento incrocio tipo 2.....	37
Figura 2.10 Accelerazione vs energia incrocio 2 .....	38
Figura 2.11 Incrocio 2 t=0.006 s dopo l'impatto .....	38
Figura 2.12 Forza vs schiacciamento incrocio tipo 4.....	39
Figura 2.13 Accelerazione vs energia incrocio tipo 4.....	40
Figura 2.14 Incrocio 4 t=0.006 s dall'impatto.....	40

Figura 2.15 Forza vs schiacciamento incrocio 3 .....	42
Figura 2.16 Accelerazione vs energia incrocio 3 .....	42
Figura 2.17 Incrocio 3 $t=0.013$ dall'impatto Si nota la tenuta della fila di ribattini fra flange verticali, longherone e rinforzo a T .....	43
Figura 2.18 Forza vs schiacciamento incrocio 6 .....	44
Figura 2.19 Accelerazione vs energia incrocio 6 .....	44
Figura 2.20 Incrocio $t=0.01$ dall'impatto .....	45
Figura 2.20 Forza vs schiacciamento incrocio 5 .....	46
Figura 2.21 Accelerazione vs energia incrocio 5 .....	46
Figura 2.22 Incrocio 5 $t=0.011$ dall'impatto. Si nota la lacerazione della flangia verticale dovuta anche al rinforzo a T .....	47
Figura 3.1 Modello incrocio con griglia di calcolo .....	54
Figura 3.2 Rappresentazione elementi di connessione e zone d'influenza .....	62
Figura 3.3 Forza vs schiacciamento per simulazioni con modellazione rigida dei ribattini con e senza il vincolo rigido fra le rotazioni delle superfici .....	66
Figura 3.4 Confronto deformata $t=0.005$ s dall'impatto modellazione completamente rigida ribattini .....	68
Figura 3.5 Confronto deformata $t=0.01$ s dall'impatto modellazione completamente rigida ribattini .....	69
Figura 3.6 Confronto deformata $t=0.015$ s dall'impatto modellazione completamente rigida ribattini .....	70
Figura 3.7 Confronto deformata $t=0.02$ s dall'impatto modellazione completamente rigida ribattini .....	71
Figura 3.8 Confronto forza vs schiacciamento al variare della plasticità dei rivetti .....	73
Figura 3.9 Confronto energia vs accelerazione al variare della plasticità dei rivetti .....	73
Figura 3.10 Confronto forza vs schiacciamento al variare della plasticità dei rivetti .....	74
Figura 3.11 Confronto energia vs accelerazione al variare della plasticità dei rivetti .....	74
Figura 3.12 Confronto deformata $t=0.005$ s dall'impatto con plasticità a trazione dei ribattini .....	76
Figura 3.13 Confronto deformata $t=0.01$ s dall'impatto con plasticità a trazione dei ribattini .....	77
Figura 3.14 Confronto deformata $t=0.015$ s dall'impatto con plasticità a trazione dei ribattini .....	78
Figura 3.15 Confronto deformata $t=0.02$ s dall'impatto con plasticità a trazione dei ribattini .....	79
Figura 3.16 Confronto forza vs schiacciamento al variare del raggio d'influenza .....	80
Figura 3.17 Confronto forza vs schiacciamento al variare del raggio d'influenza .....	81

Figura 3.18 Confronto forza vs schiacciamento al variare della pesatura .....	82
Figura 3.19 Confronto forza vs schiacciamento al variare della pesatura .....	82
Figura 3.20 Confronto forza vs schiacciamento per modelli con rotazioni rigide del ribattino rispettivamente flettenti e torcenti .....	84
Figura 3.21 Confronto forza vs schiacciamento con integrazione ridotta e completa .....	85
Figura 3.22 Confronto numerico sperimentale forza vs schiacciamento per il modello dell'incrocio 1 con parametri settati con l'incrocio 6 .....	87
Figura 3.23 Confronto forza vs schiacciamento per variazione spessore delle flange verticali.....	89
Figura 3.24 Confronto forza vs schiacciamento per configurazione con rivetti rimossi.....	91
Figura 4.1 Diagrammi forza vs schiacciamento.....	94
Figura 4.2 Modello e elementi finiti del provino .....	97
Figura 4.3 Immagini numeriche $t=0,001$ s dall'impatto per modello senza danneggiamento .....	99
Figura 4.4 Comportamento del provino con energie di frattura reperite in letteratura.....	100
Figura 4.5 Comportamento del provino con valori di energia di frattura maggiorati di tre ordini di grandezza .....	101
Figura A.2 Forza vs schiacciamento incrocio 1 test 1 .....	105
Figura A.2 Forza vs schiacciamento incrocio 1 test 2 .....	106
Figura A.3 Forza vs schiacciamento incrocio 2 test 1 .....	106
Figura A.4 Forza vs schiacciamento incrocio 2 test 3 .....	107
Figura A.5 Forza vs schiacciamento incrocio 2 test 3 .....	107
Figura A.6 Forza vs schiacciamento incrocio 3 test 1 .....	108
Figura A.7 Forza vs schiacciamento incrocio 3 test 2 .....	108
Figura A.8 Forza vs schiacciamento incrocio 3 test 3 .....	109
Figura A.9 Forza vs schiacciamento incrocio 4 test 1 .....	109
Figura A.10 Forza vs schiacciamento incrocio 4 test 2 .....	110
Figura A.11 Forza vs schiacciamento incrocio 4 test 3 .....	110
Figura A.12 Forza vs schiacciamento incrocio 5 test 1 .....	111
Figura A.13 Forza vs schiacciamento incrocio 5 test 2 .....	111
Figura A.14 Forza vs schiacciamento incrocio 5 test 3 .....	112
Figura A.14 Forza vs schiacciamento incrocio 6 test 1 .....	112
Figura A.15 Forza vs schiacciamento incrocio 6 test 2 .....	113
Figura A.16 Forza vs schiacciamento incrocio 6 test 3 .....	113





## Indice delle tabelle

Tabella 1.1 Tasso di mortalità rapportato ai vari mezzi di trasporto, come riportato in [1] .....	3
Tabella 2.1 Caratteristiche accelerometro .....	26
Tabella 2.2 Caratteristiche differenze incroci, lo spessore delle flange verticali è adimensionalizzato rispetto allo spessore del longherone .....	28
Tabella 2.3 Caratteristiche invarianti incroci .....	29
Tabella 2.4 Risultati incrocio 1 .....	36
Tabella 2.5 Risultati incrocio 2 .....	39
Tabella 2.6 Risultati incrocio 4 .....	41
Tabella 2.7 Risultati incrocio 3 .....	43
Tabella 2.8 Risultati l'incrocio 6 .....	45
Tabella 2.9 Risultati per l'incrocio 5 .....	47
Tabella 2.10 Risultati prove sperimentali (curve medie) .....	47
Tabella 2.11 Variazioni dovute a spessori flange .....	49
Tabella 2.12 Variazioni dovute al corrente .....	50
Tabella 2.13 Influenza flange orizzontali .....	50
Tabella 3.1 Criteri di ottimizzazione mesh .....	55
Tabella 3.2 Valori caratteristici mesh ottimizzata .....	56
Tabella 3.3 Proprietà materiale [17] .....	57
Tabella 3.4 Caratteristiche riassuntive mesh .....	58
Tabella 3.5 Formulazioni dei contatti .....	59
Tabella 3.6 Proprietà contatti .....	60
Tabella 3.7 Vincoli modello .....	60
Tabella 3.8 Lunghezza ribattini per file .....	65
Tabella 3.9 Caratteristiche elasto-plastiche ribattini .....	65
Tabella 3.10 Errori percentuali rispetto ai dati sperimentali per simulazioni con modellazione rigida dei ribattini .....	67
Tabella 3.11 Errori percentuali rispetto ai dati sperimentali per simulazioni con modellazione deformabile dei ribattini .....	75
Tabella 3.12 Errori percentuali rispetto ai risultati sperimentali al variare del raggio d'influenza .....	81
Tabella 3.13 Errori percentuali rispetto ai risultati sperimentali al variare della pesatura dovuta alla distanza dal nodo di riferimento .....	83
Tabella 3.14 Errori percentuali rispetto ai risultati sperimentali per modelli con ribattini rigidi alla flessione e alla torsione .....	84
Tabella 3.15 Errori percentuali rispetto ai risultati sperimentali dei modelli con ribattini rigidi alla flessione e alla torsione .....	85
Tabella 3.16 Confronto errori percentuali rispetto ai risultati sperimentali per incroci 6 e 1 .....	87
Tabella 3.17 Variazioni dovute allo spessore delle flange verticali .....	89

Tabella 3.18 Variazioni dovute allo spessore delle flange orizzontali.....	90
Tabella 3.19 Variazioni dovute alla rimozione dei due rivetti.....	91
Tabella 4.1 Caratteristiche provini cilindrici .....	93
Tabella 4.2 Risultati prove su provini cilindrici.....	94
Tabella 4.3 Caratteristiche mesh .....	97
Tabella 4.4 Dati del materiale utilizzati nella simulazione .....	100
Tabella A.1 Tabella riassutiva risultati sperimentali.....	114

## Abstract

In questo lavoro si analizza il comportamento all'impatto di elementi strutturali di assorbimento tipicamente presenti nei sottopavimenti elicotteristici e posti all'incrocio delle strutture primarie della cabina.

Vengono discussi i risultati sperimentali emersi da prove sperimentali eseguite al Last su alcune tipologie di questi assorbitori in lega leggera di alluminio, differenti per alcuni piccoli ma influenti dettagli di costruzione e sottoposte all'impatto di una massa di 110 kg alla velocità di 8 m/s. Vengono analizzati gli effetti di tali diversità sulle grandezze riassuntive tipiche di ogni elemento progettato a crash, come energia assorbita, efficienza, forza media.

Identificata la tipologia migliore, si cerca di modellare numericamente l'incrocio con il software Abaqus/Explicit, ampiamente utilizzato per le simulazioni di impatti ad alta velocità. In particolare si analizza la modellazione delle giunzioni costituite da rivetti in alluminio, che si rivela essere di fondamentale importanza per la buona fedeltà della riproduzione dell'impatto contro la massa.

Vengono discusse sia il modo di implementare il comportamento elastoplastico dei rivetti sia il tipo di vincolo da essi imposto sui gradi di libertà relativi fra le superfici connesse. Si cerca anche di migliorare il comportamento dell'incrocio variando gli spessori di alcune sue parti.

Infine si cerca di inserire un materiale composito in corrispondenza delle flange dell'incrocio. La complessità di comportamento dei materiali compositi richiede l'utilizzo di un modello di materiale adatto a riprodurre i modi di danneggiamento. Si cerca di eseguire la validazione del composito prendendo a riferimento le prove sperimentali eseguite al Last in passato su semplici laminati cilindrici, in modo da inserire nel modello numerico un corretto set di costanti caratterizzanti il materiale.

Un problema numerico inerente alla mancata cancellazione di elementi troppo distorti non ne permette la validazione. Del resto l'utilizzo di un modello di materiale che non permette la riproduzione dei meccanismi di danneggiamento produce risultati fortemente differenti dalla realtà.

Parole chiave: incrocio, energia assorbita, plasticità, rottura, vincolo, danneggiamento.



## **Ringraziamenti**

Ringrazio l'Ing. Milanese, l'Ing. Invernizzi e il personale del Last per l'aiuto fornito durante le prove sperimentali, il Prof. Anghileri per il supporto didattico, il Dr. Castelletti per il suo fondamentale contributo.

Ringrazio i miei genitori per la forza che mi hanno trasmesso in questo lungo cammino.



*A papà, mamma,  
Marina,  
Filippo,  
Benedetta*





*“Il dubbio  
non è piacevole,  
ma la certezza  
è ridicola.”*

*Voltaire*



# 1 Introduzione

## 1.1 L'evoluzione dei mezzi di trasporto e l'esigenza di sicurezza

Da sempre gli esseri umani hanno cercato di muoversi da un luogo all'altro con maggiore rapidità, per via delle diverse esigenze che li hanno costantemente e naturalmente indotti a necessitare di risorse naturali situate in zone del pianeta differenti, non necessariamente adiacenti e anzi spesso molto lontane fra loro. La finalità di migliorare le condizioni di vita ha col tempo dato origine a una moltiplicazione e specializzazione delle attività produttive, che hanno comportato una necessaria localizzazione delle stesse. E' stata sempre più sentita quindi la necessità di poter intraprendere spostamenti anche molto lunghi nel minor tempo possibile, per non sprecare in termini di tempo i predetti vantaggi produttivi di questa localizzazione.

Nei primi tempi della storia dell'uomo per gli spostamenti si faceva affidamento alle semplici potenze fornite dal corpo umano, riuscendo a raggiungere velocità molto limitate. Successivamente si sono ottenute velocità maggiori grazie al traino di animali di grande dimensione in grado di esercitare forze notevoli. Fino all'avvento delle tipologie di propulsione artificiali, la sicurezza dei passeggeri è stata affidata quasi solamente al semplice istinto di conservazione se non a qualche semplicissimo accorgimento atto a diminuire la necessità di concentrazione dei passeggeri durante il viaggio, come semplici riparazioni laterali sulle carrozze per evitare cadute dovute a sobbalzi su terreni dissestati o a curve troppo strette. Con l'applicazione del motore a vapore in grado di convertire la condensazione del vapore in energia meccanica, il treno, diffuso sin dai primi del XIX secolo, è stato il primo mezzo di trasporto di massa a propulsione non animale. Solo verso la seconda metà dell'ottocento è iniziata la diffusione dell'automobile, grazie soprattutto all'invenzione del primo motore a combustione interna a quattro tempi (brevetto depositato da Nikolaus Otto nel 1876). Con l'aumento della velocità è cresciuta ovviamente anche la preoccupazione per l'incolumità dei passeggeri, poiché evenienze indesiderate hanno iniziato ad essere causa di impatti più o meno violenti interessanti parti critiche del corpo umano, ma la ridotta diffusione provocava comunque solamente una tenue attenzione verso le implicazioni della sicurezza, anche quando sono state raggiunte velocità maggiori, intorno ai 50-70 km/h.

L'avvento delle macchine volanti dovuto ai fratelli Wright (pionieri dell'aeronautica a cui viene generalmente attribuita la paternità del primo volo totalmente controllato su un mezzo più pesante dell'aria) nel 1903, è stato sicuramente l'evento più prorompente nella storia dell'evoluzione dei mezzi di

trasporto, poiché la possibilità del sollevamento da terra porta necessariamente all'annullamento delle problematiche connesse alla presenza di oggetti circostanti e al possibile utilizzo di tecnologie propulsive adatte ad ottenere velocità molto maggiori.

Nel 1959 sono state brevettate le cinture di sicurezza a tre punti, e rappresentano, sin dagli anni 70 che ne hanno visto l'inizio della diffusione, ancora uno strumento fondamentale per la protezione dei passeggeri. L'airbag, costituito da un pallone gonfiato repentinamente per mezzo di una carica esplosiva al momento dell'inevitabile impatto su segnale di elaboratori collegati con opportuni sensori di accelerazione, è stato inventato nel 1952 e ha iniziato a diffondersi negli anni 80. Nel contempo le strutture degli abitacoli hanno iniziato ad essere progettate con forme sempre più adatte ad ammortizzare urti in tutte le direzioni. Negli ultimi anni si sono diffusi anche numerosi sistemi di sicurezza attivi, come il sistema antibloccaggio dei freni o ABS (Antiblock Braking Systems), che monitora la velocità delle ruote per evitarne il bloccaggio in frenata, e il sistema di controllo della trazione o TCS (Traction Control System), che evita il pattinamento delle ruote in accelerazione.

## **1.2 La sicurezza in ambito aeronautico**

### **1.2.1 Peculiarità**

La progettazione delle macchine volanti ha da sempre dovuto tenere il passo dell'aumento delle prestazioni, delle dimensioni e dei conseguenti carichi di volo. Fino agli anni cinquanta la rigidità e la resistenza erano gli obiettivi principali degli studi progettuali. Successivamente sono nate esigenze di resistenza a fatica e di capacità di funzionamento in presenza di danni non sufficientemente estesi, ovvero di tolleranza al danno.

Le soluzioni costruttive hanno sempre dovuto rispettare anche vincoli di forma dovuti a esigenze aerodinamiche, anche per quanto riguarda quelle zone del velivolo non principalmente preposte alla creazione di forze portanti ma che possono essere fonte di resistenze non trascurabili che incrementano il consumo di carburante, allorquando se ne richiede chiaramente una diminuzione per motivi di costi e inquinamento.

Un ultimo ma non meno fondamentale aspetto della progettazione aeronautica è l'esigenza di sicurezza, ambito generale nel quale si inserisce questo lavoro.

La problematica della sicurezza in campo aeronautico ha aspetti fortemente differenti rispetto ad altri mezzi di trasporto. Il verificarsi di un incidente può avere nella maggior parte dei casi conseguenze tragiche per gli occupanti.

Un incidente di un mezzo terrestre causato da un impatto, indipendentemente dai sistemi di sicurezza, comporta nella maggior parte dei casi danni lievi o comunque non mortali. Gli impatti di mezzi aeronautici contro elementi di una certa rigidità avvengono solitamente con velocità relative al suolo molto maggiori, causando inevitabilmente danni gravissimi o fatali agli occupanti.

Nonostante ciò, la probabilità di incidente rapportata al numero di passeggeri e alla distanza di viaggio è molto più bassa nel caso di mezzi volanti rispetto ad ogni altro mezzo terrestre, come si nota in Tabella 1.1, che mostra il numero di morti per cento milioni di passeggeri per chilometro di viaggio. La minore percentuale dei mezzi volanti è dovuta alla dura selezione degli addetti al pilotaggio, agli accorgimenti di progettazione della struttura e dei sistemi di varia natura dovuti alle severe normative e alla bassa intensità di traffico.

Gli incidenti aeronautici di contro hanno anche l'aspetto fortemente spettacolare causato dalle molte vite umane perse, e una grande eco sulla pubblica opinione e quindi sulle istituzioni politiche, onde un aumento di attenzione da parte di tutti gli organismi di sicurezza preposti e controllati da queste ultime.

Metodo di viaggio	Tasso di mortalità per 100 milioni di passeggeri a km di viaggio
Mezzi volanti	0.05
Bus	0.1
Treno	0.1
Furgone	0.1
Macchina	0.3
Mezzi marini	1
Bicicletta	4.3
A piedi	5.4
Moto	9.9

**Tabella 1.1 Tasso di mortalità rapportato ai vari mezzi di trasporto, come riportato in [1]**

Gli infortuni degli occupanti possono essere di natura traumatica o ambientale. I primi sono provocati da eccessive forze e accelerazioni trasmesse dalla struttura al corpo dei passeggeri, i secondi sono provocati da sostanze naturali quali il fumo che provoca asfissia.

Gli infortuni traumatici si dividono in infortuni di contatto e di accelerazione (come riportato in [2]).

Entrambe queste tipologie sono in realtà originate dal contatto con oggetti estranei al corpo, ma nel caso degli infortuni di accelerazione la forza di contatto

è maggiormente distribuita, provocando una redistribuzione della stessa all'interno del corpo.

Il danno principale si trova abbastanza distante dalla zona di applicazione della forza, ed è causato da fenomeni di inerzia e movimento relativo di parti del corpo, come nel caso della rottura dell'aorta durante impatti con sprofondamento repentino, causata da azioni di taglio fra l'aorta e la testa.

Negli infortuni di contatto il danno è localizzato nella zona di applicazione della forza. In questo caso è necessario un movimento relativo fra il corpo e l'oggetto esterno.

Ci possono essere infortuni misti, come nel caso di impatto frontale della testa, che causano lacerazioni nel punto di applicazione della forza e dalla parte opposta della calotta cranica, provocati da fenomeni di inerzia cranio cervello .

Fino agli anni sessanta la sicurezza nella progettazione aeronautica consisteva quasi esclusivamente nella prevenzione di possibili incidenti, costruendo motori affidabili, strutture molto resistenti, sistemi di sicurezza attivi.

Negli ultimi decenni è aumentata invece l'esigenza di avere un buon comportamento globale del mezzo ad incidente avvenuto, in modo da smorzare e diminuire le sollecitazioni trasmesse agli occupanti e diminuirne quindi i danni subiti, mirando quindi ad aumentare la sicurezza denominata passiva e quindi la sopravvivenibilità degli incidenti (che è la non inevitabilità di morti). La sicurezza passiva è determinata dalla capacità della struttura di:

- mantenere un adeguato spazio vitale anche per garantire l'evacuazione, in tempi possibilmente brevi nel caso si fosse verificato un incendio o nel caso di inibizione di alcune funzioni vitali.
- ridurre l'intensità di forze localizzate e distribuite sul corpo, quindi anche l'impatto contro oggetti circostanti.

### **1.2.2 Inquadramento storico**

A partire dagli anni venti sono iniziati gli studi sul comportamento del corpo umano quando sottoposto ad elevate accelerazioni che possono essere causa di danni fisici.

De Haven, unico sopravvissuto in un incidente aereo in cui morirono gli altri tre occupanti, fu il primo ad occuparsi della problematica della resistenza del corpo umano ad accelerazioni anche notevoli, come documentato in [1].

Negli anni quaranta sono stati introdotti i sistemi di ritenuta sugli aerei.

Nel 1952 sono stati effettuati i primi studi da parte della NACA (acronimo di National Advisory Committee For Aeronautics) sulle possibili lesioni termiche dovute agli incendi.

Successivamente nel 1964 la FAA (acronimo di Federal Aviation Administration) ha eseguito le prime prove in scala reale raccogliendo risultati sul comportamento della struttura e dei vari sottosistemi.

Nel 1967 viene pubblicata ad opera della US Army la Crash Survival Design Guide.

La possibilità di eseguire prove in scala reale è stata permessa grazie agli apparati sperimentali sempre più sofisticati e anche di grosse dimensioni, come dimostra la Impact Dynamic Research Facility (IDRF) mostrata in Figura 1.2, in precedenza utilizzata per le simulazioni delle missioni Apollo, situata presso il centro ricerche della NASA a Langley in Virginia.

Sempre negli anni sessanta sono stati tracciati i diagrammi di Eiband, mostrati in Figura 1.3 e 1.4, che identificano la gravità del danno al corpo umano in funzione della massima accelerazione, della durata del profilo temporale trapezoidale e del picco di accelerazione.



**Figura 1.1 Prova di crash su un velivolo in scala reale[3]**



**Figura 1.2 Struttura IDRF [3]**

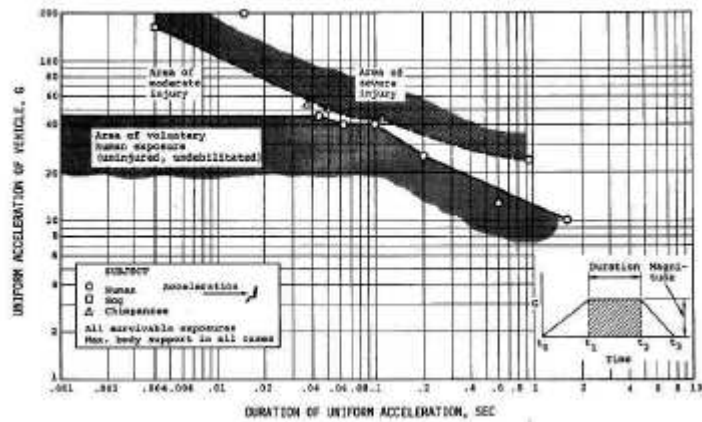


Figura 1.3 Diagramma di Eiband relativo alla durata di accelerazione [1].

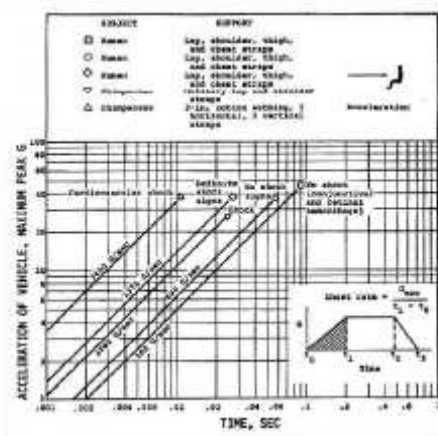


Figura 1.4 Diagramma di Eiband relativo ai picchi di accelerazione [1].

A partire dagli anni 70 gli enti preposti alla regolamentazione del volo in ambito civile e militare hanno stilato numerose normative relative alla sicurezza, come le FAR (Federal aviation rules) stilate dalla FAA, alle quali si rifanno le normative di molti altri paesi nel mondo, e le JAR (Joint Aviation Requirements), stilate dalla JAA (Joint Aviation Authorities), che regolamentano il volo commerciale.

Le norme possono interessare anche argomenti specifici. In ambito militare, ad esempio, le Mil STD 1290 [1] riguardano la sicurezza del serbatoio combustibile degli elicotteri.

Le normative stabiliscono criteri generali per esempio in termini di resistenza della struttura sotto determinate condizioni di carico sia statiche che dinamiche,



in alcuni casi nella sua globalità, in altri facendo riferimento al comportamento e possibile malfunzionamento o collasso di alcuni suoi componenti importanti come, per l'appunto, il serbatoio combustibile degli elicotteri di cui è necessario garantire l'integrità anche a fronte di impatti a valori elevati di energia cinetica.

Per quanto riguarda la resistenza dinamica della struttura, le norme identificano anche possibili scenari di impatto durante i quali le forze trasmesse agli occupanti devono essere limitate secondo opportuni criteri stabiliti dalle norme stesse. Questo richiede una idonea predizione della reazione del corpo umano in determinate circostanze.

Grazie ai grandi progressi nello studio sul comportamento dell'anatomia umana a partire dagli anni settanta è stato possibile arrivare alla costruzione di modelli di corpo umano bio-fedeli e rappresentanti le proprietà elastiche e inerziali della struttura corporea reale, composti da parti in acciaio e alluminio in luogo degli arti e da materiale sintetico in luogo dei tessuti molli.

Questo ha permesso di introdurre nei requisiti stabiliti dalle norme riferimenti diretti alle forze o accelerazioni trasmesse ai modelli di corpo umano, grazie all'impiego di sensori come celle di carico o accelerometri capaci di rilevare parametri importanti in relazione diretta con l'entità del trauma provocato dall'incidente.

I manichini antropomorfi o ATD (dall'inglese Anthropomorphic Test Device ovvero apparecchiature di prova antropomorfe), possono essere di diverse taglie e dimensioni, per cui è possibile valutare le conseguenze di un impatto su diverse classi di corpo umano.

Uno dei più diffusi e bio-fedeli ATD è l'Hybrid III. In Figura 1.5 viene mostrata la sequenza di una prova effettuata per testare la capacità di assorbimento di sedili elicotteristici e la relativa simulazione numerica[4].

I manichini possono rappresentare i differenti percentili del corpo umano. Il 5° percentile, ad esempio, nelle intenzioni rappresenta la persona di corporatura piccola, ovvero riproduce una stazza tale per cui il 5° della popolazione mondiale si trova al di sotto, e corrispondentemente il 50° e il 95° percentile.

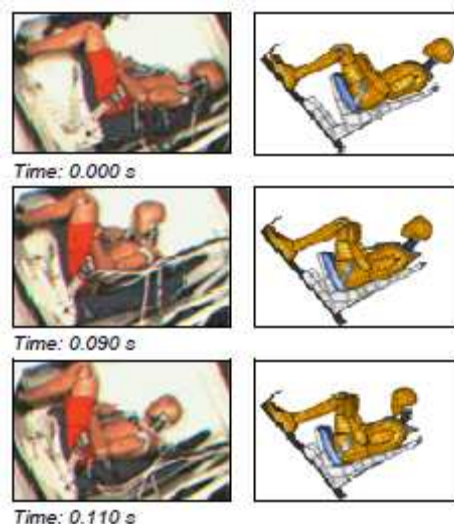


Figura 1.5 Modello reale e numerico manichino [4].

### 1.2.3 Metodologie

Le norme contemplano che in caso di impatto la struttura sia in grado di assorbire gran parte dell'energia cinetica di impatto in modo tale da trasmettere forze non eccessive agli occupanti.

Uno scenario di impatto sopravvivibile più volte richiamato dalle norme, ad esempio, è quello della manovra di atterraggio di emergenza, durante la quale il pilota non perde completamente il controllo del mezzo non riuscendo però ad impattare con una velocità verticale tale da garantire il normale funzionamento dei soli organi di atterraggio.

In questo caso i carichi vengono trasmessi alla struttura della cabina che a sua volta li distribuisce in misura più o meno severa ai sedili e quindi agli occupanti del velivolo. La struttura assorbe l'energia d'impatto sotto forma di lavoro di deformazione.

Più la struttura si deforma, meno energia viene trasmessa agli occupanti che subiranno quindi forze minori.

La deformazione della struttura è però in certa misura in contrasto con il requisito del mantenimento di un adeguato spazio vitale: grandi deformazioni della struttura hanno un effetto positivo per quanto riguarda le forze e le accelerazioni subite dai passeggeri, ma al tempo stesso riducono lo spazio vitale a fine incidente. Occorre quindi trovare un compromesso fra queste due opposte esigenze.

Negli ultimi anni studi sul comportamento di materiali innovativi come i compositi e sull'utilizzo di nuove soluzioni strutturali hanno comportato un miglioramento nella capacità di assorbire l'urto per velivoli di tutte le dimensioni.

C'è comunque una sostanziale differenza fra velivoli di grosse dimensioni e velivoli più piccoli e quindi più leggeri, in quanto l'irrobustimento generale della struttura della cabina comporta un aggravio di peso che può essere contenuto entro valori ragionevoli se rapportato al peso totale per velivoli di peso maggiore.

Per macchine volanti più leggere come gli elicotteri, occorre studiare delle soluzioni costruttive che incidano relativamente poco sul peso, poiché un aumento di peso se pur di lieve entità ha un'incidenza maggiore per un peso totale minore, il che può peggiorare significativamente le prestazioni. E' necessario quindi trovare soluzioni costruttive che ad esempio consentano di sfruttare al meglio geometria delle struttura e proprietà dei materiali.

In [5] è mostrato come materiali speciali come le schiume possano essere usati per migliorare il comportamento a crash dei velivoli. In particolare vengono confrontati gli effetti di un impatto al suolo da 9 m/s per un sottopavimento di un aereo di piccole dimensioni senza e con il rinforzo della schiuma derivante dal polimetacilimide.

In quest'ultimo caso si nota come si eviti la penetrazione pericolosa in cabina degli irrigidimenti verticali. Il materiale aggiunto ha una densità ridottissima pari a  $70 \text{ kg/m}^3$  e un comportamento molto piatto nella zona plastica del legame sforzo deformazione che garantisce un elevato assorbimento.



**Figura 1.6** Deformazione sottopavimento aereo leggero [5]

Le leghe metalliche assorbono energia sotto forma di deformazione plastica mentre i materiali compositi hanno diversi modi di assorbimento: sotto forma di distaccamento fra lamine, separazione lamine matrice, rottura delle fibre.

Infatti la deformazione di uno stesso provino in alluminio è molto più regolare dello stesso provino in composito, come evidente in Figura 1.7. Questo porta a un'energia specifica e una forza media solitamente più elevate per i materiali compositi, grazie ad oscillazioni minori della forza in funzione dello schiacciamento [6].



Figura 1.7 Incroci in alluminio e composito prima e dopo l'impatto [6]

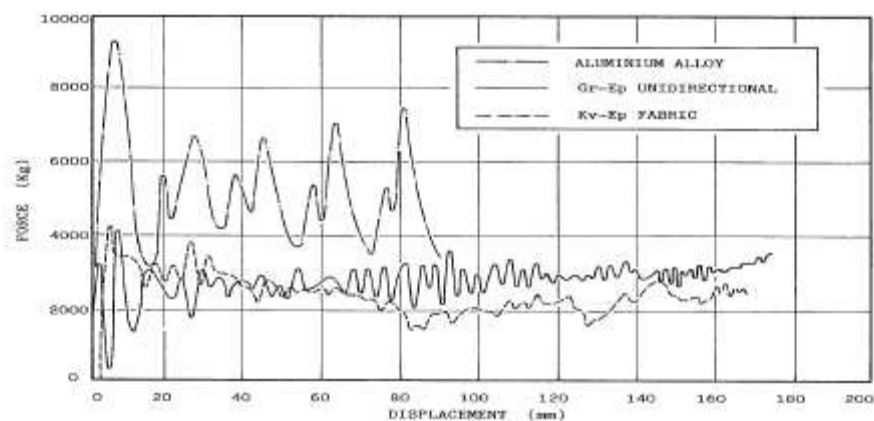


Figura 1.8 Diagrammi di assorbimento di provini in alluminio e composito [1]

Il costo e la complessità realizzativa delle prove a dimensione reale sono troppo elevati e rendono l'approccio puramente sperimentale del tipo prova- e-correggi (dall'inglese trial-and-error) impraticabile. Per questa ragione nel corso degli anni sono stati sviluppati metodi numerici in grado di riprodurre fedelmente gli scenari delle prove sperimentali in modo da prevederne al meglio l'esito e al limite avere la certezza del superamento della prova in questione.

Fenomeni quali urti, impatti sono caratterizzati da frequenze molto elevate della struttura e non linearità geometriche e nel comportamento dei materiali. Per questa ragione questi eventi vengono simulati usando codici di calcolo appositamente creati come Dyna 3D, Pamcrash, Abaqus/Explicit, Ls-Dyna, MSC.Dytran.

Codici piuttosto complessi che richiedono tempi di calcolo molto lunghi. La generazione della geometria e della griglia di calcolo è molto più complicata rispetto alle stesse operazioni eseguite per un'analisi lineare statica in quanto bisogna garantire che il solutore gestisca al meglio le non linearità degli

spostamenti e i vincoli di contatto fra le varie parti, a loro volta dipendenti dalla griglia e dalla geometria.

Per prevedere la reazione del corpo umano vengono modellati i manichini antropomorfi poiché il corpo umano sarebbe troppo complesso da modellare e poiché è garantito che i modelli antropomorfi ne riproducono la risposta dinamica.

## **1.3 Sicurezza degli elicotteri**

### **1.3.1 Generalità**

I velivoli di piccole dimensioni sono maggiormente esposti al rischio di incidente a causa delle ridotte dimensioni che non permettono l'installazione di sofisticati e ingombranti sistemi di sicurezza come è invece possibile su velivoli di grandi dimensioni.

Gli elicotteri sono macchine volanti per loro natura instabili e possono essere più frequentemente interessati a una più o meno grave perdita di controllo da parte del pilota.

Il peso non elevato non permette di irrobustire la struttura in modo generalizzato, ma obbliga invece a studiare soluzioni maggiormente sofisticate che sfruttino al meglio la geometria e il materiale della struttura per incrementare la sicurezza a crash.

Per scongiurare quanto possibile infortuni di contatto vengono utilizzate le cinture di sicurezza, ormai diffuse da decenni in campo aeronautico e non, e un posizionamento adeguato dei componenti interni alla cabina.

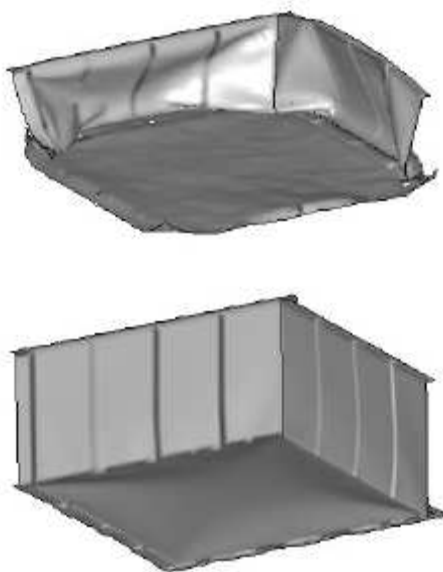
Gli infortuni di accelerazione possono essere diminuiti invece da una struttura adeguatamente progettata della fusoliera e da assorbitori nei sedili e nel carrello di atterraggio.

Alcuni accorgimenti sull'impianto combustibile possono cercare di scongiurare l'unico infortunio ambientale possibile di contenimento, ovvero l'innescio di un incendio.

Studi effettuati negli ultimi anni anche per il superamento delle prove dettate dalle normative si sono concentrati in particolare sull'atterraggio di emergenza, che può essere causato dall'avaria di un motore. In questo caso il pilota se possibile deve provvedere a rallentare il più possibile la caduta dell'elicottero solitamente staccando l'elica dal motore e ponendo le pale in regime di autorotazione, in modo tale da ottenere la minore velocità di impatto possibile. Pur essendo un evento molto pericoloso, un'adeguata progettazione degli elementi di assorbimento può ridurre notevolmente le accelerazioni.

L'impatto verticale può avvenire su terra o acqua. A parità di velocità l'impatto su acqua è più gravoso dell'impatto su terra, poiché impattando sulla terra il carico di caduta si distribuisce agli elementi strutturali verticali che hanno una certa rigidità e schiacciandosi assorbono parte dell'urto, diversamente dall'impatto su acqua durante il quale il carico si distribuisce sul rivestimento esterno e ne può causare facilmente il parziale collasso con la conseguente inibizione degli effetti di assorbimento degli elementi verticali che non si possono più schiacciare adeguatamente. Il carico risulta meno oneroso, ma è distribuito in maniera peggiore, poiché si scarica su elementi, quali il rivestimento, che hanno meno capacità di assorbire energia sotto forma di deformazione nella direzione del carico.

In Figura 1.9 sono mostrate le conseguenze riportate da un serbatoio integrato nel sottopavimento di un elicottero contenente 80 kg di fluido durante un impatto su terra e su acqua alla velocità di 12 m/s, corrispondente alla caduta da 7,3 m.



**Figura 1.9 Deformate dovute a impatto su terra e acqua [7]**

Le norme, la cui severità si è inasprita negli anni, richiamano anche situazioni di decelerazione orizzontale e laterale, ponendo anche in questo caso limiti severi alle accelerazioni dei manichini antropomorfi sotto un ben determinato profilo di decelerazione del mezzo di prova.

### 1.3.2 Accorgimenti per la sicurezza passiva degli elicotteri

Il progetto a crash della cabina di un elicottero è finalizzato alla prevenzione di un possibile collasso strutturale, alla riduzione delle probabilità di contatto degli occupanti con protuberanze della struttura interna e ad evitare che oggetti esterni penetrino in zone occupate dai passeggeri.

La fusoliera dell'elicottero deve essere disegnata in modo tale da sopportare gli eventuali carichi inerziali dovuti alla presenza del rotore, della trasmissione e del motore posti sopra di essa.

La zona piloti deve essere inoltre rinforzata opportunamente per prevenire l'eventualità della penetrazione in cabina delle pale del rotore.

Un elicottero poi può essere sottoposto a movimenti laterali, quindi è opportuno che la cabina sia dotata di adeguati supporti laterali, come mostrato in Figura 1.10.

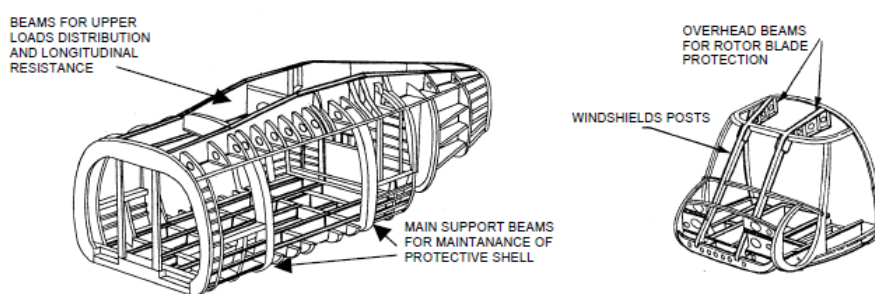


Figura 1.10 Strutture di protezione cabina [8]

Molti incidenti altrimenti sopravvivibili possono diventare fatali a causa dell'innesco dell'inevitabile incendio dato dal contatto della miscela fuoriuscita dal serbatoio con l'aria. Per questo occorre che quest'ultimo sia in grado di assorbire abbastanza energia senza subire fratture.

Negli ultimi decenni sono stati prodotti impianti combustibili di ultima generazione resistenti all'impatto che hanno significativamente ridotto il tasso di mortalità negli incidenti.

Il serbatoio dovrebbe essere liscio e di forma regolare con l'area del pozzetto raccordata gradualmente sul fondo del serbatoio.

La struttura dei tubi deve essere abbastanza resistente per sopportare l'urto, ma a causa della forma allungata essere allo stesso tempo abbastanza flessibile per piegarsi e non rompersi causando la perdita di combustibile. Anche la posizione del serbatoio combustibile è importante per ridurre la probabilità di incendio. La collocazione ideale è in zone non adiacenti ad aree occupabili dai passeggeri,

lontano dai motori, dall'impianto elettrico e possibilmente non sul fondo della fusoliera.

Occorre poi studiare una corretta integrazione sottopavimento serbatoio per garantire un adeguato comportamento a crash, come illustrato in Figura 1.11.

Sono state studiate nuove soluzioni particolari per migliorare il comportamento a crash dei serbatoi.

L'utilizzo di alluminio espanso, ad esempio, consente una riduzione dell'accelerazione del serbatoio in tutte le direzioni, non soltanto in quella impattante, e una riduzione della pressione del fluido causata dal movimento di quest'ultimo verso l'area d'impatto [9].



**Figura 1.11 Possibile posizionamento serbatoi**

In caso di emergenza l'atterraggio può avvenire su acqua o terra. In entrambi i casi l'energia viene smaltita solo in piccola parte dal carrello, da quest'ultimo quindi trasferita al sottopavimento e ai sedili.

Ognuno di questi tre stadi può essere rappresentato matematicamente come una molla a comportamento non lineare, soggetta ai limiti di ogni elemento elastico assiale, ovvero a una corsa massima e a una forza esercitabile limitata, secondo lo schema di Figura 1.12 [10].

Le rigidità di queste tre molle si combinano in parallelo ad ogni istante, per cui un adeguata progettazione di queste tre principali zone è fondamentale per avere un adeguato andamento di accelerazione delle masse sovrastanti durante l'impatto.



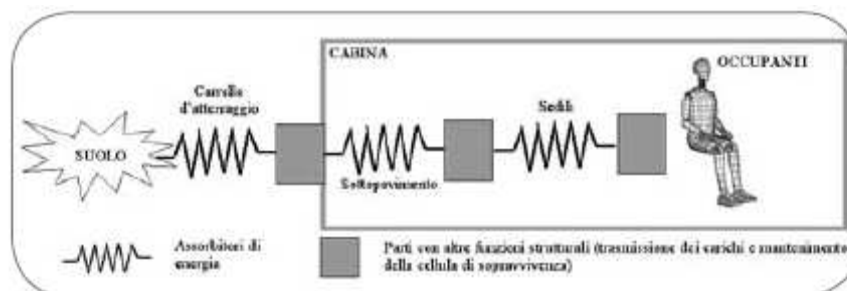


Figura 1.12 Schema assorbitori attivati all’impatto [10]

Il carrello di atterraggio può contribuire a ridurre le accelerazioni degli occupanti.

Si può cercare di migliorare l’assorbimento del carrello, ad esempio, montando, coassialmente al cilindro un assorbitore in materiale elastofragile fissato con alcuni perni che cedono a un determinato livello di carico permettendo l’innesto del meccanismo di assorbimento[11].

Alternativamente si può pensare di introdurre un elemento di assorbimento costituito da un tubo in lega leggera di alluminio di cui sfruttare il comportamento a buckling [11], come mostrato in Figura 1.13.

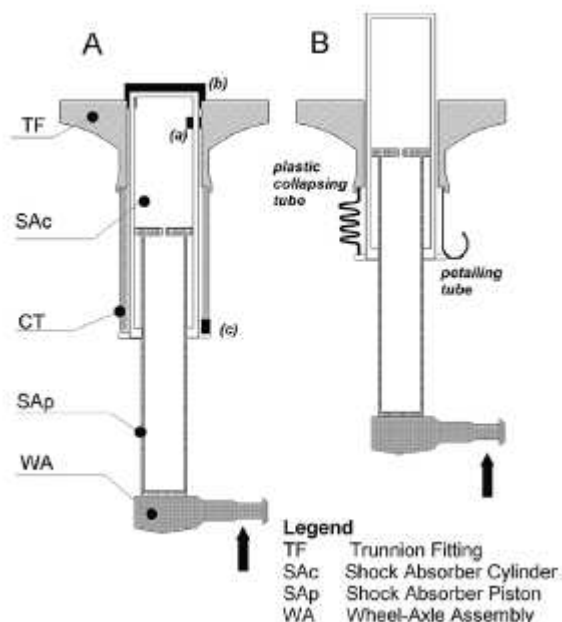


Figura 1.13 Carrello di atterraggio con assorbitore aggiuntivo [11]

Per migliorare le capacità di assorbimento dei sedili si può utilizzare, come è mostrato in [4], un assorbitore costituito da un tubo metallico le cui due estremità sono solidali alla parte inferiore, e un rullo solidale alla parte superiore come mostrato in Figura 1.14.

In condizioni di crash il rullo a un certo livello di forza scorre sul tubo e lo deforma, smaltendo adeguatamente parte di energia d'urto.

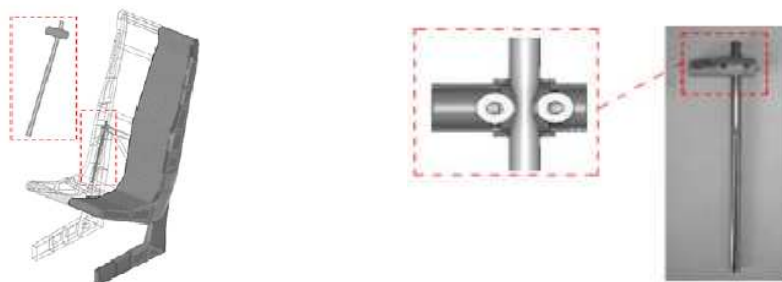


Figura 1.14 Sedile e assorbitore [4]

### 1.3.3 Sottopavimenti

Il sottopavimento rappresenta la parte della struttura che deve assorbire la maggior parte dell'energia durante un impatto al suolo al fine di ridurre le accelerazioni degli occupanti attraverso uno schiacciamento controllato dei suoi elementi strutturali e garantendo parziale integrità del pavimento della cabina alla fine dell'impatto.

Il progetto a crash del sottopavimento consiste nel porre fra il pavimento e il rivestimento esterno adeguati elementi di assorbimento che si inseriscano fra le strutture longitudinali e trasversali della fusoliera.

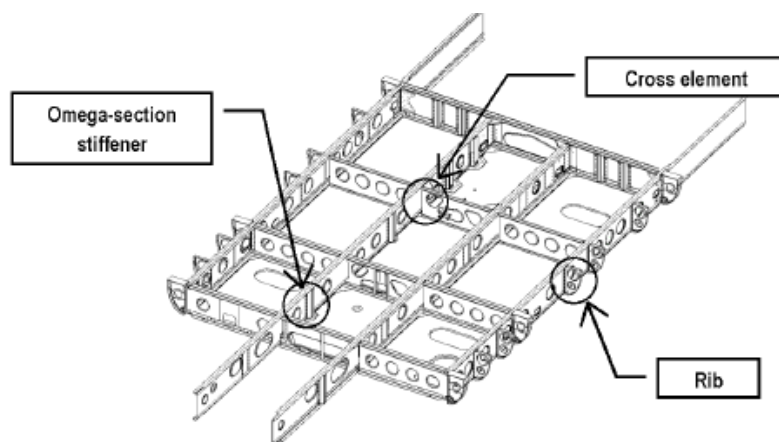
L'energia che il sottopavimento deve assorbire è in stretta correlazione con le massime decelerazioni subite dalle masse sovrastanti e con la corsa massima dei suddetti elementi di assorbimento.

L'obiettivo è di garantire che dopo il collasso a un determinato carico, l'andamento della forza, data dall'accelerazione delle masse impattanti, con lo schiacciamento sia il più uniforme possibile, per permettere un buon assorbimento.

Nel momento in cui si inseriscono questi accorgimenti strutturali nella struttura del sottopavimento, occorre tenere presente che durante l'impatto, a causa della struttura sovrastante non progettata per esigenze di resistenza al crash, potrebbe cadere l'ipotesi di distribuzione uniforme del carico, causando malfunzionamento di quei componenti strutturali progettati sotto l'ipotesi di una distribuzione di carico regolare.

In Figura 1.15 è mostrato un tipico pavimento elicotteristico composto da longheroni in direzione longitudinale e ordinate in direzione trasversale.

Le caratteristiche geometriche dei longheroni e delle ordinate nella loro globalità vengono definite in base a criteri di leggerezza della struttura, resistenza statica, dinamica e alla fatica. Requisiti che sono spesso in contrasto fra di loro.



**Figura 1.15 Struttura sottopavimento [13]**

Gli incroci sono le zone dove si concentra maggiormente il carico dinamico dell'impatto ed è su queste zone che si deve agire maggiormente.

La tipologia di incrocio mostrata in figura 1.17, è costituita da quattro flange di connessione fra i longheroni e le ordinate [12].

L'analisi dettagliata a elementi finiti dell'intero sottopavimento richiede tempi molto lunghi, per il necessario elevato livello di dettaglio della griglia di calcolo, i contatti imposti fra le varie parti, e i modelli di materiale che devono necessariamente tenere conto della possibilità di fallimento degli elementi e del cambiamento delle proprietà meccaniche dei materiali al variare della velocità di deformazione. Per questa ragione, in una fase di progetto preliminare, per provare diverse angolazioni d'impatto con differenti condizioni al contorno cinematiche e inerziali non è conveniente affidarsi a solutori a elementi finiti, sia per l'assenza di disegni definitivi in questa fase che per il lungo tempo di validazioni che i modelli a elementi finiti richiedono. In questo senso nelle fasi iniziali del progetto è opportuno quindi basarsi inizialmente su metodi semiempirici, analitici o multicorpo, che sono veloci e non richiedono la definizione precisa della geometria.

Gli assorbitori possono essere rappresentati agli effetti esterni con una adeguata curva forza schiacciamento, solitamente non lineare [13].

Questa curva può essere ottenuta da prove sperimentali o da simulazioni numeriche come argomentato in [13] per poi inserire il modello dell'assorbitore a molla non lineare in un modello globale a masse e molle concentrate che permetta un'analisi rapida dell'impatto nella sua globalità.

In questo modo, durante l'analisi a elementi finiti, si ritengono trascurabili le forze agenti sugli assorbitori trasmesse dai vincoli con il resto della struttura e che non ci siano mutue influenze fra gli assorbitori, ipotesi verificata in gran parte degli scenari d'impatto previsti dalle normative.

Con il calcolo della forza in funzione dello schiacciamento si può valutare la bontà dell'elemento di assorbimento in termini principalmente di energia assorbita, energia assorbita specifica e accelerazione media della massa impattante.

L'incrocio viene utilizzato per assorbire una grande energia su un'area piccola, a differenza degli assorbitori intermedi che vengono posti, nel caso di Figura 1.15, lungo i longheroni e che permettono un'energia assorbita maggiormente distribuita sulla superficie. Possono essere composti da una geometria chiusa quadrata fissata al longherone come mostrato in Figura 1.17.



**Figura 1.16** Deformata numerica incrocio [12]



**Figura 1.17** Deformata numerica assorbitore intermedio [12]

### 1.3.4 Giunzioni

Durante l'impatto il comportamento delle zone di attacco fra le varie parti determina le forze che si trasmettono fra le parti stesse e gli spostamenti relativi che determinano tali forze e quindi, ad ogni istante di tempo identificano una configurazione strutturale capace di esercitare una forza istantanea di determinati modulo e direzione.

La possibile rottura della giunzione comporta un brusco cambiamento di configurazione e modifica il meccanismo di trasferimento di carico fra le parti, con una repentina perdita di forza ed energia assorbita. Ci possono quindi essere risultati anche molto differenti al variare del comportamento elastoplastico delle giunzioni.

In [13] vengono provati con il solutore a elementi finiti Abaqus/Explicit alcune tipologie di incrocio fra longherone e ordinata per poi inserirne la legge costitutiva caratteristica in un adeguato modello multicorpo adatto ad analizzare l'impatto di un elicottero modellato a rigidzze e masse concentrate.

I ribattini vengono modellati con la card `*bond`, che è associata alla card `*interaction` con la quale si deve imporre un contatto di tipo cinematico fra le due superfici collegate. La card `*bond` richiama il contatto e definisce il nodo della superficie slave a cui corrisponde la posizione del ribattino o del bullone.

Si specificano anche le forze massime assiali e di taglio in base alle quali il solutore imposta la possibilità di fallimento del ribattino seguendo la legge ellittica che fino ad ora è considerata la più rappresentativa del comportamento di questo tipo di giunzioni:

$$\left(\frac{F_a}{F_{a\max}}\right)^2 + \left(\frac{F_s}{F_{s\max}}\right)^2 = 1 \quad (1.2)$$

in cui  $F_{a\max}$  e  $F_{s\max}$  sono le forze di rottura assiale e di taglio rispettivamente. Un esempio di modellazione con questo approccio si può reperire in [13]. In figura 1.18 ci sono le immagini della configurazione iniziale e finale dell'incrocio. L'andamento della forza in funzione dello schiacciamento è mostrato in figura 1.19, in cui viene mostrata anche la curva sperimentale.

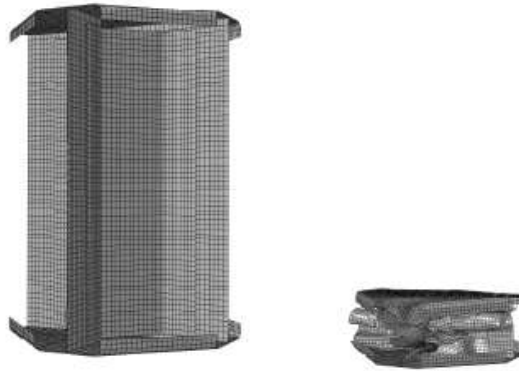


Figura 1.18 Incrocio base e relativa deformata numerica [13].

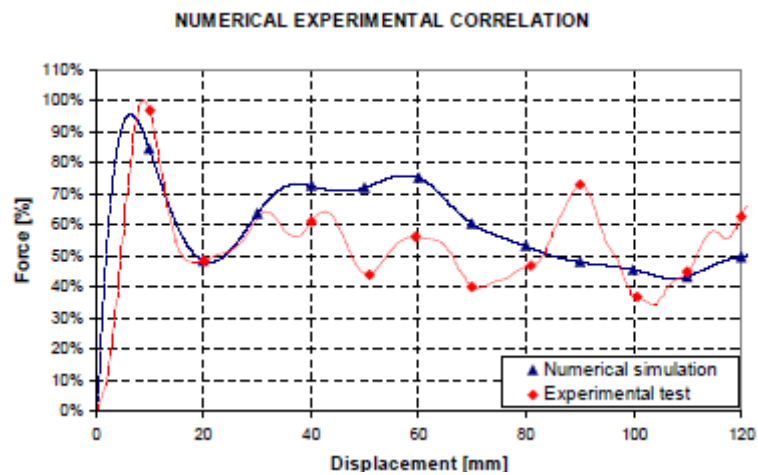


Figura 1.19 Correlazione numerica sperimentale incrocio figura 1.16 [13]

Per quanto riguarda la modellazione dei rivetti, i parametri numerici da inserire nel modello numerico possono essere ottenuti attraverso prove sperimentali o simulazioni di dettaglio [15].

In [14] vengono effettuate prove di trazione, taglio e miste con speciali attrezzature di prova. Le curve forza spostamento ottenute hanno tutte grossomodo l'andamento mostrato in Figura 1.20.

Il tipo di modellazione numerica utilizzato in [14] con un gran numero di elementi per il singolo ribattino, vedi Figura 1.21, consente di caratterizzare con precisione il comportamento, ma richiede ovviamente un costo computazionale molto maggiore rispetto alla metodologia discreta utilizzata in [13], in cui i ribattini da modellare sono in numero elevato e non è possibile condurre prove sperimentali.

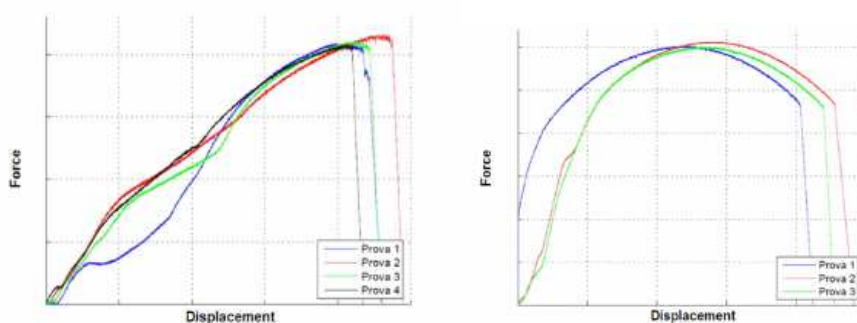


Figura 1.20 Esempi di curve ad azione assiale e taglio [14]

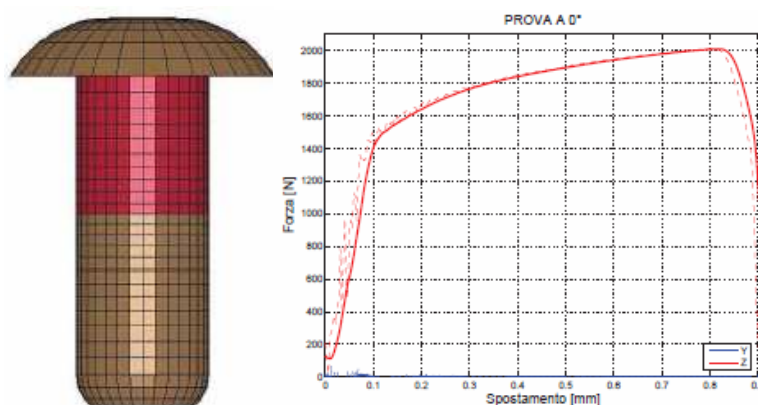


Figura 1.21 Ribattino a elementi solidi modellato e curva assiale numerica [14]

### 1.3.4 Incroci in composito

I materiali compositi sono molto diffusi in campo aeronautico per via degli elevati rapporti rigidità/peso e resistenza/peso. Inoltre i laminati compositi possono essere progettati in relazione alla funzione che sono chiamati ad assolvere.

Inizialmente l'utilizzo del composito era limitato alla costruzione delle pale del rotore di elicottero o a strutture secondarie. Recentemente, grazie ad una migliore conoscenza di questi materiali, allo sviluppo di nuovi modelli numerici e all'introduzione di nuovi criteri di progettazione, l'impiego di questi materiali è stato esteso anche per strutture più importanti come la fusoliera e le ali.

Per il loro impiego in strutture primarie, nuove norme sono state scritte e differenti tecniche di simulazione, rispetto a quelle con l'alluminio, devono essere impiegate per dimostrare prima oltre che nei test sperimentali il loro superamento.

Le strutture in composito come quelle in metallo devono resistere ai carichi operativi normali e a quelli che si sviluppano in un incidente [15].

In Figura 1.22 (tratta da [15]) vengono paragonati i test sperimentali su incroci in alluminio e in materiale composito e si nota che il composito garantisce un picco minore del 50% con forza media e energia leggermente superiori, ma soprattutto un'energia assorbita specifica e un'efficienza incrementate di quasi il 90 e il 140% rispettivamente.

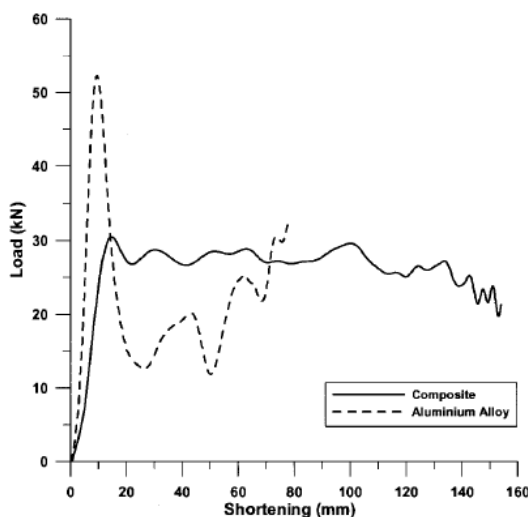


Figura 1.22 Confronto forza vs schiacciamento di incroci in alluminio e composito [15]

Data la complessità nei modi di collasso, le strutture in composito sono però molto sensibili alle imperfezioni del materiale.



I risultati ottenuti dai modelli numerici possono essere anche molto grossolani a causa della presenza delle imperfezioni nella struttura reale e che sono presenti anche in zone complicate da riprodurre.

Facendo riferimento a casi semplici come ad esempio un cilindro [16], con lamine a 0/90 è possibile ottenere una maggiore coerenza fra dati sperimentali e numerici perché il laminato presenta meno imperfezioni per la sua semplicità di costruzione, invece con lamine a 45/-45 si ha un comportamento iniziale della forza molto differente dalla realtà.

## 1.4 Obiettivi

Il presente lavoro di tesi si propone di analizzare il comportamento di diverse tipologie di incrocio e di farne la relativa simulazione numerica di impatto con il software Abaqus Explicit (Capitoli II-III).

Abaqus/Explicit è un software molto diffuso in campo aeronautico che mette a disposizione dell'utente una tipologia di contatto che permette di imporre il contatto fra tutte le parti del modello senza specificare ogni singolo accoppiamento. In questo modo si può utilizzare la modellazione dei ribattini come indipendenti dalla mesh di calcolo (termine tecnico *mesh independent fasteners*) che non presenta gli inconvenienti di comportamento dovuti alla moltiplicazione dei contatti cinematici da imporre fra diverse superfici in particolar modo laddove vengono collegate più di due lamiere e alla necessità di far coincidere inizialmente le superfici stesse.

Nell'ambito di questo lavoro di tesi ci si è posti l'obiettivo di analizzare la variazione del comportamento della tipologia di incrocio considerata migliore con lo spessore dei suoi elementi costituenti, per incrementarne ulteriormente le capacità di assorbimento (capitolo III).

Infine si è cercato di introdurre un modello di materiale composito caratterizzato numericamente per analizzare le differenze e i possibili miglioramenti rispetto alla soluzione classica in alluminio (capitolo IV).



## 2 Prove sperimentali

La scelta della configurazione strutturale del sottopavimento necessita l'analisi del comportamento di quelle zone che sopportano maggiormente il carico dinamico dell'impatto.

Conoscere il contributo in termini di assorbimento dell'energia di impatto delle zone di incrocio fra i longheroni longitudinali e le ordinate trasversali è fondamentale per poter garantire un livello adeguato di assorbimento dell'energia durante un impatto.

In quest'ottica sono state decise le prove sperimentali eseguite presso il Last.

Le prove che sono state condotte hanno avuto come obiettivo la rilevazione della decelerazione di una massa di 110 kg durante un impatto verticale alla velocità di 8 m/s su provini rappresentativi delle zone di incrocio fra ordinate e longheroni.

La massa è stata determinata in modo da riuscire ad identificare con abbastanza chiarezza l'andamento non lineare forza schiacciamento.

La massa battente non deve essere eccessivamente elevata per evitare fenomeni di rimbalzo rigido eccessivo della massa, che provocherebbero, con una durata ridottissima del contatto con il provino, confusione fra il contributo dato dal provino in stato di deformazione e in condizione rigida al massimo di schiacciamento.

D'altro canto la massa battente non deve essere eccessivamente bassa per avere un carico d'impatto eccessivamente inferiore rispetto a quelli che si verranno a creare durante ulteriori e più gravose prove sperimentali e numeriche in cui verrà inserito il componente strutturale.

### 2.1 Attrezzatura di prova

Le prove sono state condotte usando la slitta verticale presente al Last e mostrata in Figura 2.1 costituita da due colonne cromate verticali e parallele sulle quali scorrono otto rulli fissati ad un carrello e alla massa battente.

La massa battente è fissata al carrello attraverso un gancio che viene aperto al momento della prova.

Un verricello permette la movimentazione durante le fasi di preparazione e l'utilizzo di masse fino a 300 kg. L'altezza della slitta permette di raggiungere velocità di poco oltre i 10 m/s.



**Figura 2.1 Slitta verticale dopo test di funzionamento con il cilindro in alluminio**

Sulla massa battente sono stati installati due accelerometri piezoresistivi Entran EGCS D0 2007 con caratteristiche riportate in Tabella 2.1.

Smorzamento		0.65
Frequenza propria	[Hz]	2635
Frequenza con guadagno pari a -0.5 db	[Hz]	1000
Sensitività	[mV/g]	0.665
Fondo scala	[g]	250

**Tabella 2.1 Caratteristiche accelerometro**

Per illuminare l'area di prova è stato utilizzato un sistema di illuminazione a LED (visibile in Figura 2.1) che garantisce buona illuminazione per i filmati. Le prove sono filmate usando una telecamera ad alta velocità Phantom V 5.1. Per le prove di caduta vengono realizzati filmati con una risoluzione 1024×800 e una frequenza di 4300 fps.

## **2.2 Provini**

### **2.2.1 Geometria**

Il sottopavimento di un elicottero è costituito da longheroni e ordinate, quest'ultime suddivise in varie parti in modo da permettere la presenza di altri componenti e il passaggio dei longheroni che non presentano discontinuità.

Gli incroci provati erano caratterizzati dalla presenza di due travi di rinforzo, sui lati superiore e inferiore del longherone rispettivamente, che a seconda della configurazione potevano essere a T e L oppure a J e L.

Sull'ordinata erano presenti invece quattro irrigidimenti disposti sui lati superiore e inferiore delle due parti.

L'ordinata e il longherone sono uniti da quattro flange verticali poste a 45° che permettono uno schiacciamento controllato dell'incrocio e una maggiore energia assorbita con una leggera curvatura (giugolatura) in corrispondenza delle file di ribattini.

Adiacenti alle due lamiere del pavimento e della pannellatura esterna ci sono quattro flange orizzontali connesse con ribattini agli elementi strutturali adiacenti che possono essere, in relazione alla posizione della flangia, l'ordinata o il longherone e i rinforzi posti su di essi, nonché le flange verticali se lo prevede la tipologia di incrocio.

Gli spessori nominali di longherone, ordinata, irrigidimenti e rinforzo a L sono uguali. I correnti a J e T e le flange orizzontali sono rispettivamente più e meno spessi.

In base alla tipologia di incrocio le flange verticali possono avere due spessori differenti, comunque inferiori a ordinata e longherone.

### **2.2.2 Materiale**

Gli incroci sono realizzati in lega leggera di alluminio 2024 T3.

La lega viene trattata con una tempra di solubilizzazione, incrudita per deformazione a freddo e in seguito invecchiata artificialmente, cioè a temperatura superiore a quella ambiente, in modo da garantire adeguate caratteristiche di resistenza e plasticità.

### 2.2.3 Ribattini

Le varie parti dell'incrocio sono collegate fra loro con file di ribattini MS 20426-AD a testa svasata, per i collegamenti verticali che impegnano il pavimento, MS 20470-AD a testa tonda nelle restanti parti della struttura.

Rispetto a un piano xy parallelo al pavimento, ci sono due file verticali da sei ribattini per collegare le flange verticali al longherone e all'ordinata, mentre nelle zone dei rinforzi ci sono file sia verticali che orizzontali da tre e quattro ribattini rispettivamente per il longherone e l'ordinata, che connettono, ad esempio, nella configurazione di riferimento (*tipo1*), la J con il longherone e due flange orizzontali, un rinforzo sull'ordinata con l'ordinata e due flange orizzontali, la T con il longherone e due flange orizzontali.

Cambiano le lunghezze dei ribattini delle diverse file in base alla tipologia a causa delle differenze nella configurazione e negli spessori. Nell'incrocio *tipo 4*, ad esempio, nella zona di sovrapposizione fra le flange verticali e quelle orizzontali, come si nota in Figura 2.2, sono presenti ai quattro angoli inferiori e superiori un totale di otto ribattini che collegano due flange verticali, due flange orizzontali, il longherone o l'ordinata e un rinforzo, contando quindi ben sei superfici collegate.

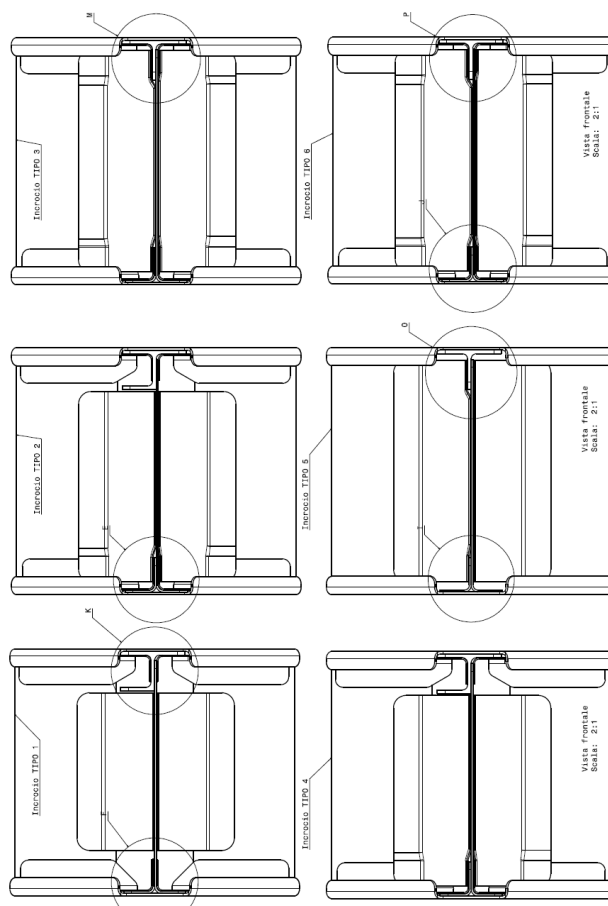
Tipologia	Spessore flange verticali	Flange orizzontali	Profilo rinforzo superiore	Overlap flange verticali-flange orizzontali	Peso (a)
1	0.503	Si	J	No	1
2	0.503	Si	J	Inf	1.013
3	0.503	Si	T	Inf-Sup	1
4	0.637	Si	J	Inf	1.039
5	0.637	No	T	Inf-Sup	0.864
6	0.637	Si	T	Inf-Sup	1.029

(a) Peso espresso in relazione al peso della tipologia 1

**Tabella 2.2** Caratteristiche differenze incroci, lo spessore delle flange verticali è adimensionalizzato rispetto allo spessore del longherone

Parte	Spessore
Rinforzo a J/T	1.889
Rinforzo L longherone	1
Rinforzi L ordinata	1
Pavimento e pelle esterna	.503
Ordinata	1
Longherone	1
Flange orizzontali (per incroci 1, 2, 3, 4, 6)	0.637

**Tabella 2.3** Caratteristiche invarianti incroci



**Figura 2.2** Vista laterale incroci delle diverse tipologie

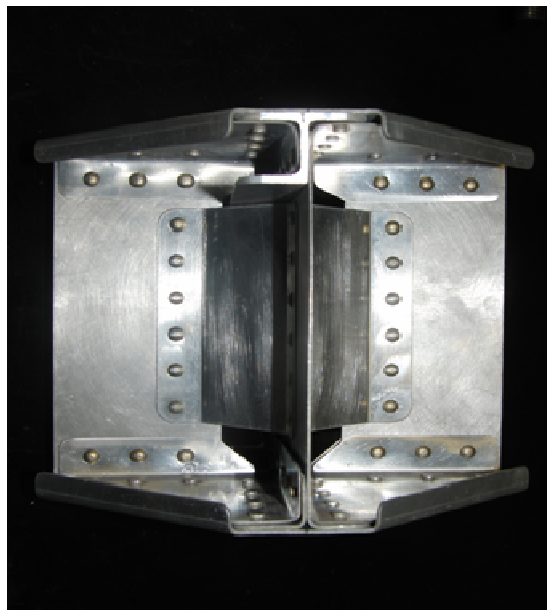


Figura 2.3 Incrocio di tipo 1 Si notano bene il rinforzo a gei e le flange verticali

## 2.3 Caratteristiche delle prove

Le prove sperimentali miravano ad identificare le grandezze fondamentali per descrivere la capacità di assorbimento d'energia d'impatto delle varie tipologie d'incrocio.

### 2.3.1 Calcolo della forza

Nel momento in cui la massa battente in caduta libera tocca il provino, l'accelerazione acquista una componente significativa in direzione contraria al moto attraverso la quale si può ottenere la forza di reazione del provino secondo il seguente equilibrio dinamico:

$$M \cdot a = F_{\text{provino}} - M \cdot g \quad (2.1)$$

in cui  $g$  è l'accelerazione di gravità e  $a$  è l'accelerazione della massa e dove compare anche la gravità per il fatto che l'accelerometro prima della prova viene settato in modo da dare accelerazione nulla se appoggiato sulla massa ferma. La velocità e lo spazio percorso vengono calcolati con l'integrazione



approssimata con il metodo dei trapezi:

$$v_{i+1} = v_i + \frac{a_i + a_{i+1}}{2} \Delta t \quad s_{i+1} = s_i + \frac{v_i + v_{i+1}}{2} \Delta t \quad (2.2)$$

Il lavoro di deformazione totale è dato dal lavoro della forza (che varia nel tempo) per lo schiacciamento calcolato come differenza del valore di spostamento assoluto e di quello all'istante del primo contatto, identificato numericamente nel momento in cui la forza del provino inizia ad avere valore positivo.

Il diagramma forza/schiacciamento per assorbitori in materiale metallico, di cui un esempio è mostrato in Figura 2.4, è tipicamente caratterizzato da tre tratti fondamentali.

All'inizio è presente una rapida crescita che culmina in un primo picco di forza seguito da una zona di oscillazioni più o meno smorzate a frequenze solitamente minori.

In questa zona è possibile avere picchi più elevati del primo, anche se non è consigliabile perché potrebbe essere indice di un collasso poco controllato della struttura accompagnato da picchi ad alta frequenza e da una conseguente diminuzione di efficienza.

Ci sarebbe anche un tratto finale, non mostrato in Figura 2.4, in cui la forza schizza verso l'alto. Questa zona non è interessante in quanto, presentando valori di accelerazione assolutamente troppo elevati, anche fino 100 g nei nostri casi, interessa avere un buon assorbimento di energia prima del raggiungimento di questi livelli di accelerazione dannosissimi per i passeggeri.

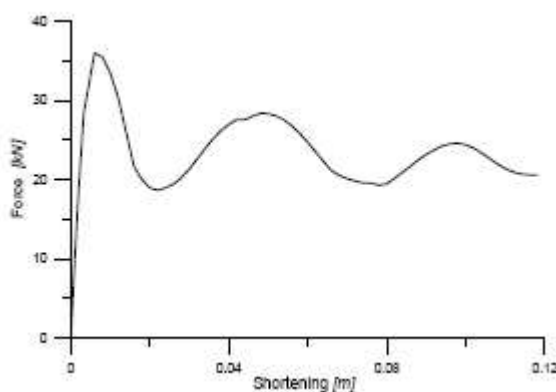


Figura 2.4 Esempio di curva forza vs schiacciamento

### 2.3.2 Parametri caratteristici della prova

#### **Picco massimo**

Il picco massimo di forza  $F_{\max}$  si cerca sia più basso possibile sia per contenere le accelerazioni dannose a frequenze elevate sia per diminuirne il rapporto con la forza media poiché un picco elevato diminuisce l'efficienza. Il valore corrispettivo di accelerazione si trova ovviamente attraverso la massa sottraendo la gravità.

#### **Valor medio**

Il valor medio di forza  $F_{\text{media}}$  viene calcolato come rapporto dell'integrazione della forza sullo schiacciamento (energia assorbita) e lo schiacciamento massimo  $S_{\max}$ :

$$\frac{\int FdS}{S_{\max}}$$

Non è facile identificare  $S_{\max}$  numericamente a causa dell'operazione di filtraggio, che provoca un certo sfasamento nella curva della forza, per cui come schiacciamento massimo è stato considerato lo schiacciamento in corrispondenza di un tetto massimo di forza costante per tutte le prove, a un livello di accelerazione abbastanza elevato, in modo da ritenere poco significativo l'andamento successivo della forza per i motivi del paragrafo 2.3.1.

#### **Energia assorbita**

Energia assorbita e la corrispettiva energia assorbita specifica  $E_s$  identificano la capacità di assorbire energia per unità di peso, parametro molto importante per i noti vincoli di peso delle strutture volanti.

#### **Efficienza**

L'efficienza  $\eta$  definita come il rapporto fra l'energia assorbita e l'energia che sarebbe assorbita se la forza rimanesse costante al primo picco per tutta la durata dell'evento è una misura della capacità dell'elemento strutturale di sfruttare al meglio la sua deformabilità del materiale (comportamento plastico) per assorbire l'energia d'impatto.

### **Efficienza di schiacciamento**

L'efficienza di schiacciamento  $\eta_s$  è data dal rapporto fra l'altezza finale e l'altezza iniziale della struttura ed è una misura della capacità della struttura di collassare in modo progressivo sfruttando al meglio gli spazi vuoti fra i vari elementi senza rompersi. (Questo parametro viene calcolato utilizzando lo schiacciamento in corrispondenza del tetto massimo di forza spiegato sopra).

## **2.4 Dati acquisiti**

Per ogni tipologia di incrocio, tranne il primo, sono state eseguite tre prove, i cui risultati sono stati mediati istante per istante per ottenere le curve sperimentali presentate di seguito.

Per la prima tipologia sono stati presi in considerazione soltanto due prove dato che nella prima prova (che era la prima prova in assoluto su questo tipo di strutture) è stata provata una massa di 210 kg, che ha portato al *bottoming* dell'incrocio. Dopo questa prima prova è stato deciso di usare una massa di 110 kg.

I valori riportati nel seguito sono tutti adimensionalizzati rispetto a un valore caratteristico della grandezza fisica in esame ottenuto dalla media dei dati ottenuti per il primo incrocio usato come riferimento.

### **2.4.1 Incrocio 1**

L'incrocio di *tipo 1* rappresenta il classico incrocio che si può trovare in molti sottopavimenti di elicottero ed è quindi stato usato come riferimento per valutare il comportamento degli altri tipi che rappresentano una innovazione rispetto agli incroci classici.

Le flange verticali si estendono solamente su ordinata e longherone senza arrivare a sovrapporsi alle flange orizzontali.

In Figura 2.5 è mostrato l'andamento della forza in relazione allo schiacciamento. Dall'esame della curva emerge chiaramente come il primo picco sia molto più elevato delle successive oscillazioni. La curva viene bloccata al tetto massimo.

La violenza dell'impatto fa sì che il fenomeno si esaurisca molto velocemente, in meno di 0,015 secondi.

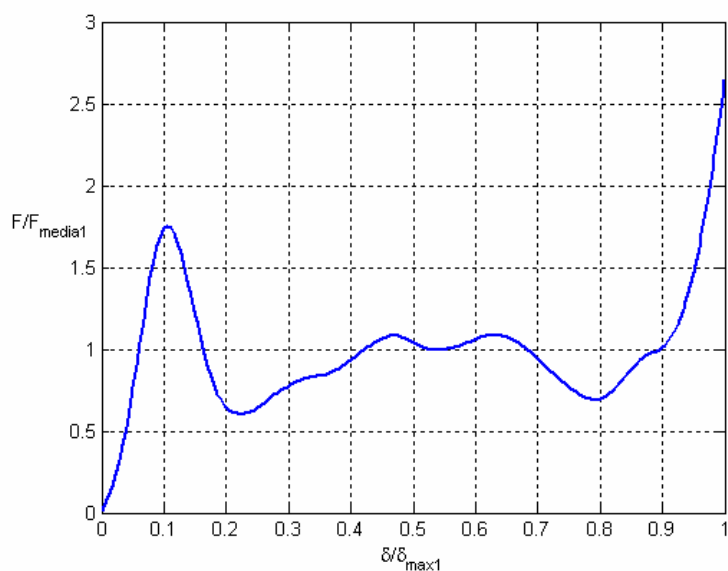
In Figura 2.6 è mostrato l'andamento dell'accelerazione in funzione dell'energia, da cui si evince che se nella prima parte ho forze e accelerazioni maggiori, nella seconda parte ho un rateo di crescita dell'energia molto maggiore.

Ai fini di un ottimale assorbimento di energia d'impatto l'andamento della forza deve essere il più piatto possibile in modo da avere una crescita più rapida di energia.

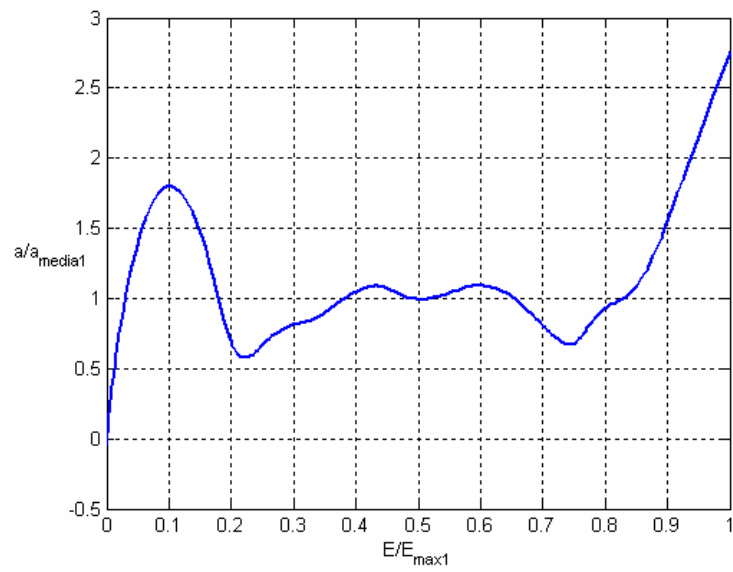
In Figura 2.7 è mostrata un'immagine tratto dal filmato ad alta velocità della prova. L'immagine mostra un momento importante dell'evento ovvero la sparazione netta delle flange verticali dal longherone dovuta a sforzi eccessivi sui ribattini.

In Tabella 2.4 son riportati i risultati.

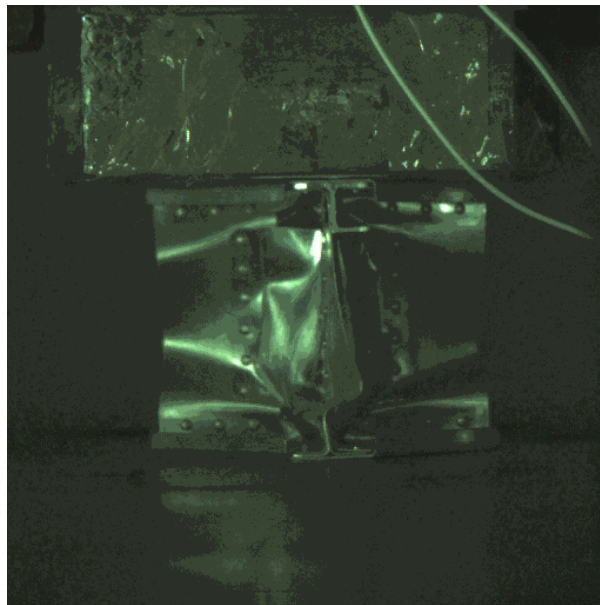
Nell'andamento della forza (mostrato in Figura 2.4) è possibile notare un forte minimo subito dopo il picco iniziale probabilmente dovuto a questa rottura.



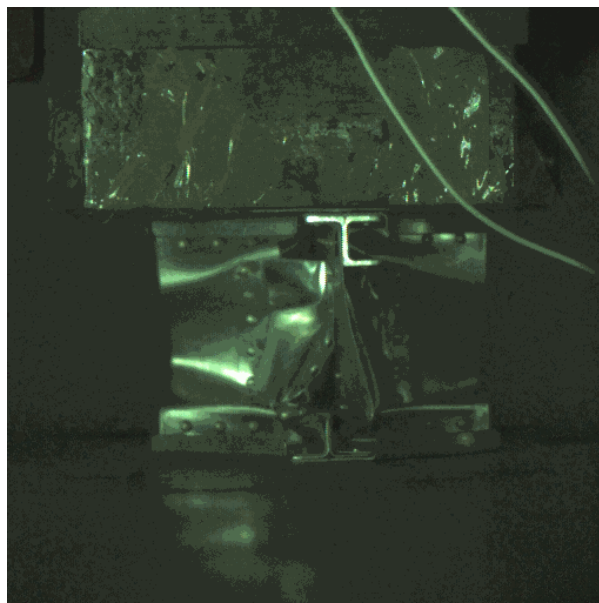
**Figura 2.5 Forza vs schiacciamento incrocio 1**



**Figura 2.6 Accelerazione vs energia incrocio tipo 1**



**Figura 2.7 Incrocio 1  $t=0.002$  s dopo l'impatto**



**Figura 2.8 Incrocio 1  $t=0.0039$  s dopo l'impatto**

$F_{\max}$	$F_{\text{media}}$	$a_{\max}$	$a_{\text{media}}$	E	$E_s$	$\eta$	$\eta_s$
1.719	1	1.768	1	1	1	1	1

**Tabella 2.4 Risultati incrocio 1**

### 2.4.2 Incrocio 2

L'incrocio 2 ha le flange verticali che si estendono fino a sovrapporsi, nella zona inferiore, sulle flange orizzontali. Nella zona superiore questo non sarebbe nemmeno possibile per la presenza del rinforzo a J. Gli spessori non variano rispetto all'incrocio 1.

In Figura 2.9-2.10 sono mostrate la forza in funzione dello schiacciamento e l'energia in funzione dell'accelerazione.

In Tabella 2.5 sono riportati i risultati.

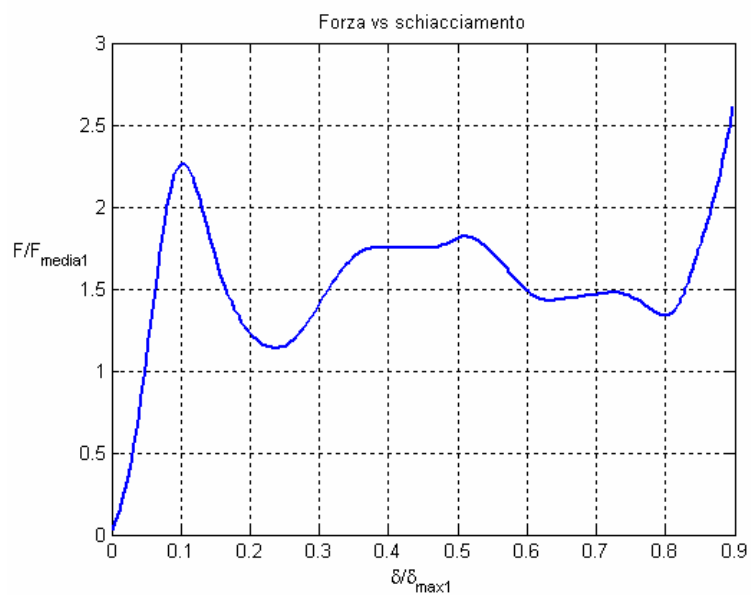
La presenza della sovrapposizione inferiore delle flange innalza e appiattisce la seconda parte della curva della forza.

La forza media aumenta del 50 %, l'energia assorbita specifica del 40%, nonostante a fronte di un aumento di peso del 13%.

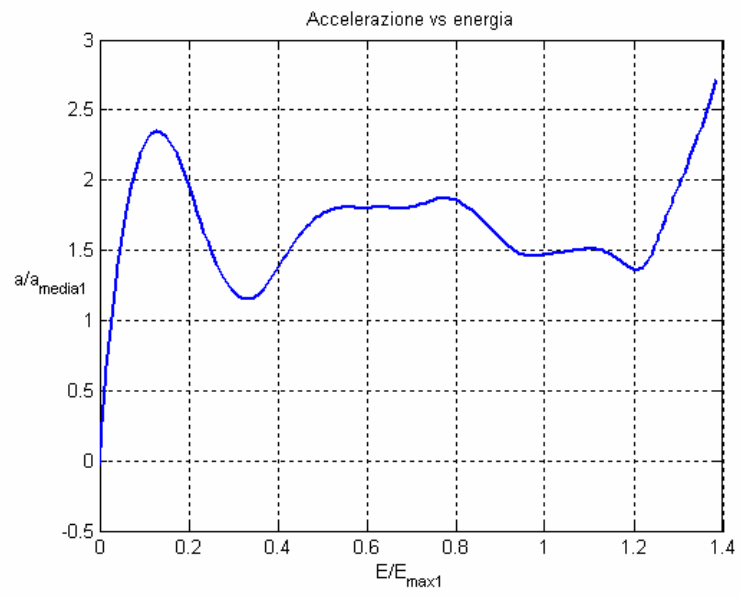
In Figura 2.11 è mostrato un'immagine dei filmati ad alta velocità. La rottura fra flangia verticale e longherone avviene meno nettamente che nell'incrocio 1, coinvolgendo soltanto una parte della fila di ribattini. Grazie a questo la forza dopo il primo minimo risale più rapidamente.

Il rimbalzo della massa battente avviene leggermente prima a causa di un impaccamento minore.

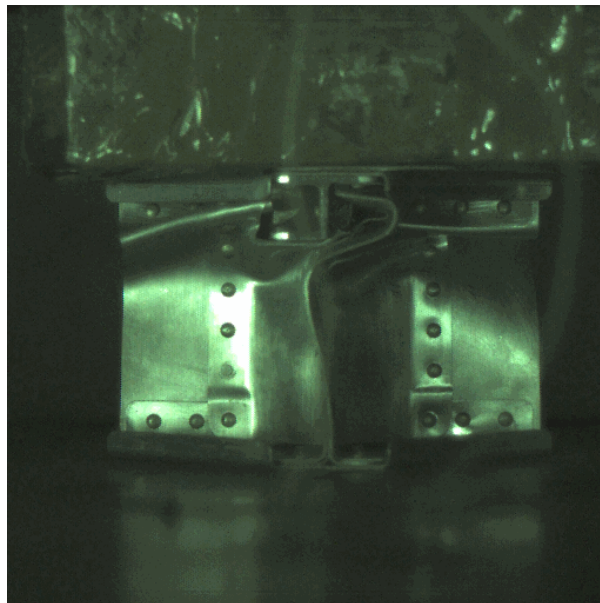
Nel complesso l'incrocio è caratterizzato da una redistribuzione migliore della forza dovuta al materiale in più e ai ribattini fra le flange verticali e quelle orizzontali. Accorgimenti costruttivi che tendono a guidare e in un certo senso a migliorare il meccanismo di collasso dei pannelli verticali.



**Figura 2.9 Forza vs schiacciamento incrocio tipo 2**



**Figura 2.10 Accelerazione vs energia incrocio 2**



**Figura 2.11 Incrocio 2  $t=0.006$  s dopo l'impatto**



$F_{\max}$	$F_{\text{media}}$	$a_{\max}$	$a_{\text{media}}$	$E$	$E_s$	$\eta$	$\eta_s$
2.262	1.543	2.347	1.580	1.43	1.411	1.56	0.926

**Tabella 2.5 Risultati incrocio 2**

### 2.4.3 Incrocio 4

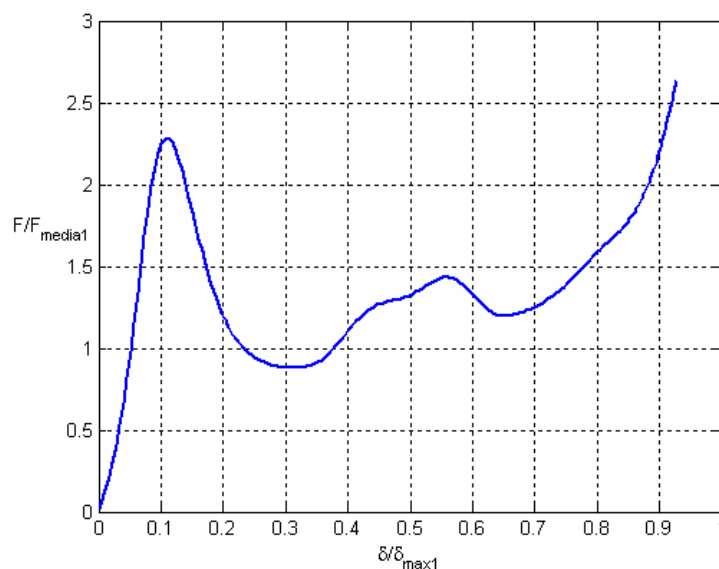
L'incrocio *tipo 4* presenta la stessa configurazione dell'incrocio *tipo 2*, con un inspessimento delle flange verticali.

In Figura 2.12-2.13 sono mostrate la forza in funzione dello schiacciamento e l'energia in funzione dell'accelerazione.

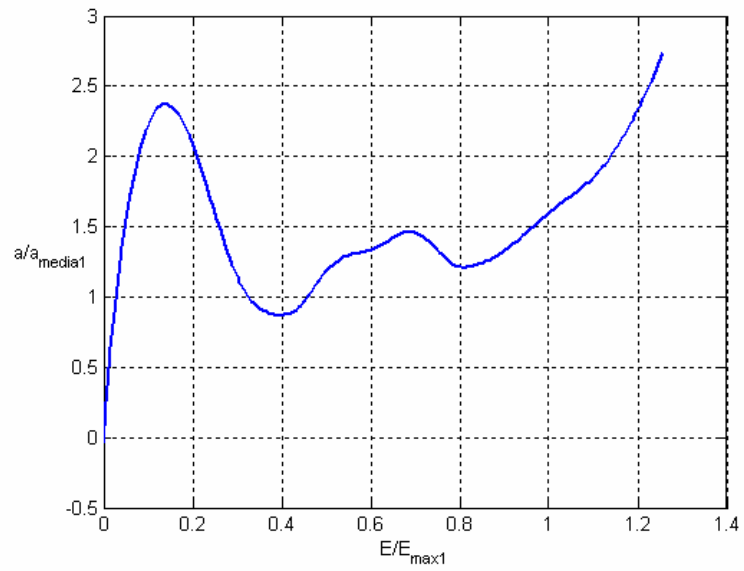
In Tabella 2.6 sono riportati i risultati.

L'andamento della forza ricalca quello dell'incrocio 2, ma la seconda parte, intorno al secondo picco, è a livelli di forza più bassi. L'irrigidimento dovuto allo spessore aumentato delle flange permette una plasticizzazione minore sia delle flange che del longherone.

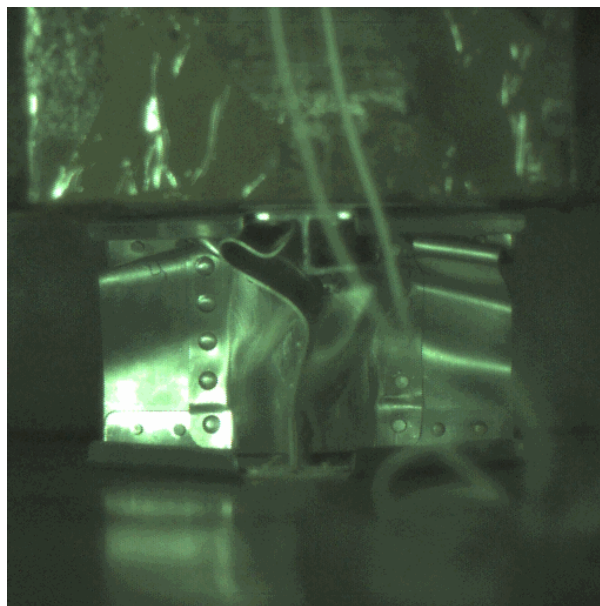
In Figura 2.14 è mostrata una immagine dei filmati ad alta velocità. Da confronto con la Figura 2.11 si nota come per l'incrocio *tipo 2* la rottura dei ribattini di collegamento fra longherone e rinforzo a J sia più netta, mentre per l'incrocio *tipo 4* i ribattini della stessa zona resistono di più e rendono più rigida la struttura.



**Figura 2.12 Forza vs schiacciamento incrocio tipo 4**



**Figura 2.13 Accelerazione vs energia incrocio tipo 4**



**Figura 2.14 Incrocio 4  $t=0.006$  s dall'impatto**

$F_{\max}$	$F_{\text{media}}$	$a_{\max}$	$a_{\text{media}}$	E	$E_s$	$\eta$	$\eta_s$
2.277	1.356	2.364	1.38	1.257	1.21	1.362	0.926

**Tabella 2.6 Risultati incrocio 4**

#### 2.4.4 Incrocio 3

Gli incroci *tipo 3* sono caratterizzati dalla sovrapposizione delle flange verticali sia sul rinforzo inferiore a L sia su quello superiore a T.

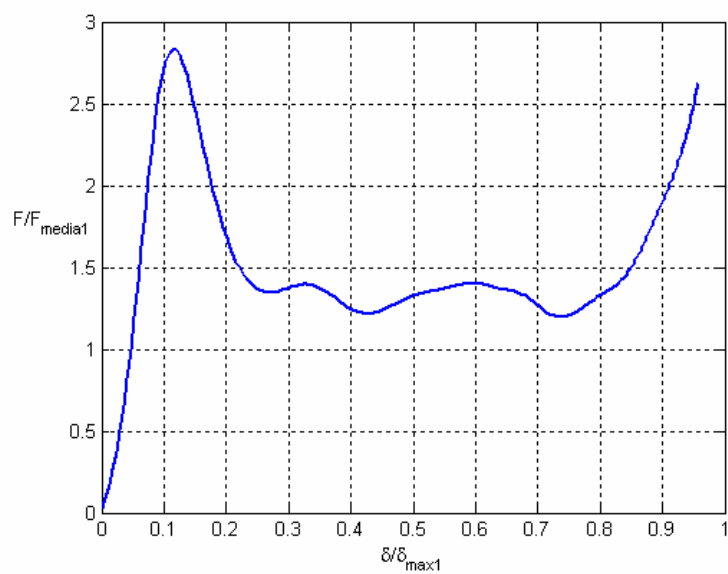
La presenza delle giugolature inferiore e superiore comporta un aumento di peso in parte compensato dalla diminuzione di peso dovuta all'adozione di un rinforzo a T di sezione minore.

In Figura 2.15-2.16 sono mostrate la forza in funzione dello schiacciamento e l'energia in funzione dell'accelerazione.

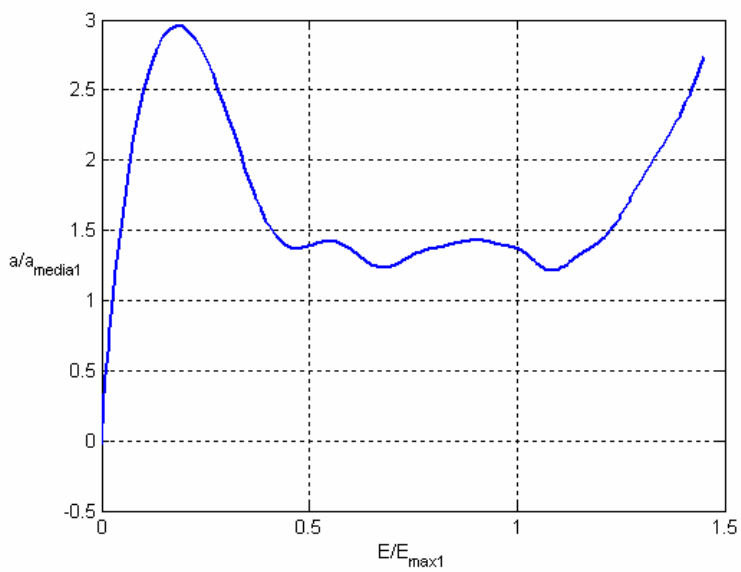
In Tabella 2.7 sono riportati i risultati.

La maggior rigidità dovuta alle sovrapposizioni provoca un picco ben più alto rispetto all'incrocio *tipo 2* e un andamento piatto nella seconda fase, senza particolari oscillazioni e caratterizzato da un livello di forza più basso dovuto alla rottura ritardata dei ribattini fra rinforzo a T, flange verticali e longherone, vedi Figura 2.18.

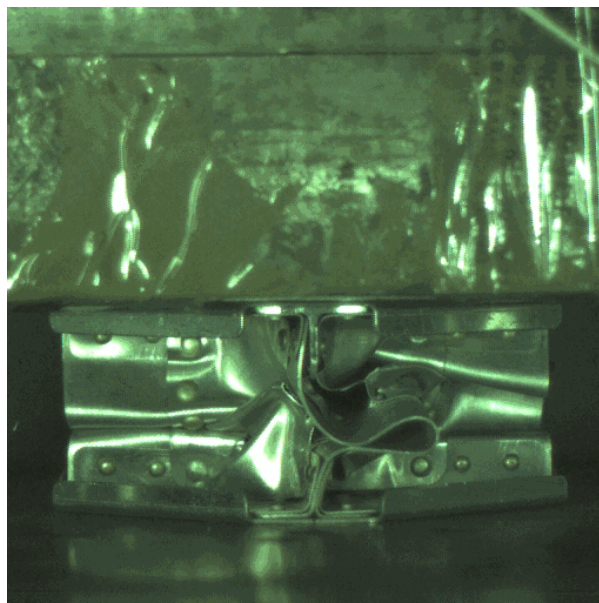
La differenza fra picco massimo e plateau seguente è in larga parte dovuta alla lacerazione della flangia verticale in corrispondenza della giunzione con il longherone che alla fine provoca una diminuzione dell'energia assorbita, abbassando quindi anche la forza media. Il picco massimo è invece nettamente più elevato dell'incrocio 2. Alla luce di queste considerazioni questa tipologia di incrocio risulta svantaggiosa rispetto all'incrocio *tipo 2*.



**Figura 2.15 Forza vs schiacciamento incrocio 3**



**Figura 2.16 Accelerazione vs energia incrocio 3**



**Figura 2.17 Incrocio 3  $t=0.013$  dall’impatto Si nota la tenuta della fila di ribattini fra flange verticali, longherone e rinforzo a T**

$F_{\max}$	$F_{\text{media}}$	$a_{\max}$	$a_{\text{media}}$	E	$E_s$	H	$\eta_s$
2.84	1.514	2.965	1.549	1.448	1.408	1.408	0.955

**Tabella 2.7 Risultati incrocio 3**

### 2.4.5 Incrocio 6

L’incrocio *tipo 6* è caratterizzato da una struttura simile a quella dell’incrocio *tipo 3* con le flange verticali di spessore maggiore.

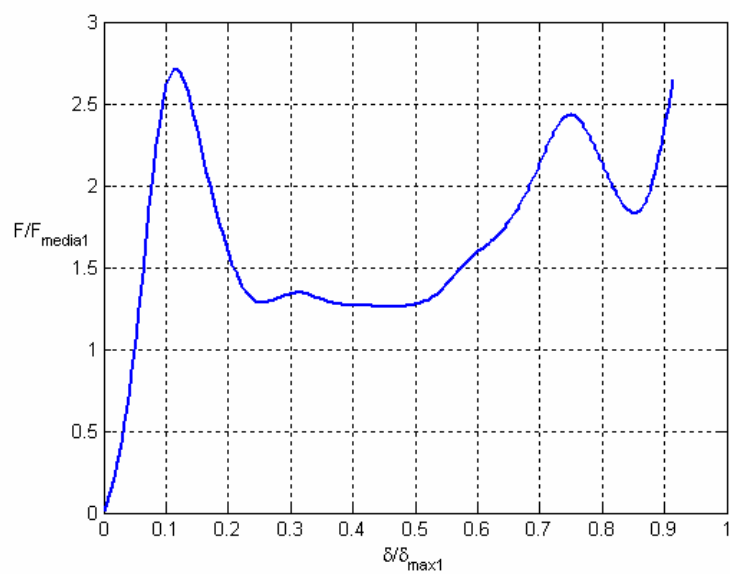
In Figura 2.18-2.19 sono mostrate la forza in funzione dello schiacciamento e l’energia in funzione dell’accelerazione.

In Tabella 2.8 sono riportati i risultati.

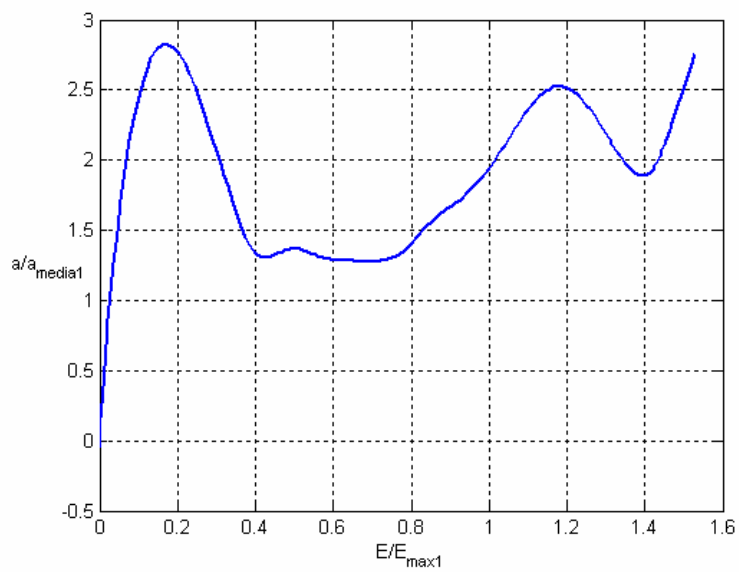
Dai risultati in tabella si può notare un miglioramento rispetto all’incrocio *tipo 3*.

Si ha infatti una diminuzione del 5% del picco massimo e un aumento del 5,5% di energia assorbita.

In Figura 2.20 è mostrata un’immagine tratta dai filmati ad alta velocità. La rottura meno netta delle flange verticali rispetto all’incrocio *tipo 3* è dovuta all’aumento di spessore.



**Figura 2.18 Forza vs schiacciamento incrocio 6**



**Figura 2.19 Accelerazione vs energia incrocio 6**

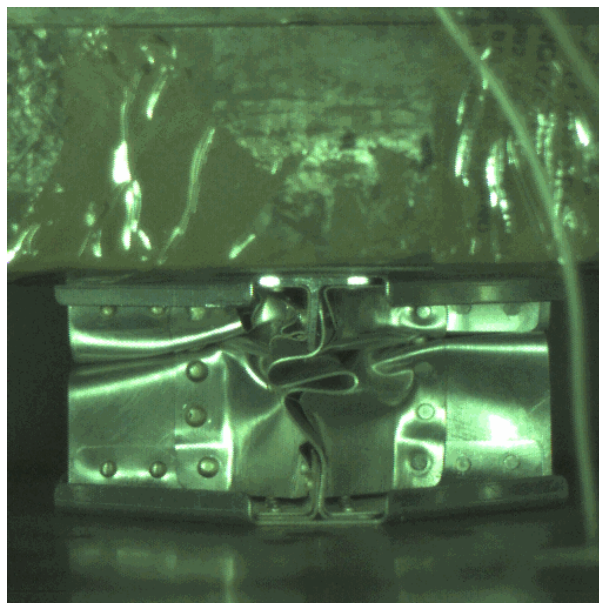


Figura 2.20 Incrocio  $t=.01$  dall'impatto

$F_{max}$	$F_{media}$	$a_{max}$	$a_{media}$	E	$E_s$	H	$\eta_s$
2.711	1.671	2.827	1.716	1.528	1.485	1.629	0.958

Tabella 2.8 Risultati l'incrocio 6

### 2.4.6 Incrocio 5

L'incrocio *tipo 5* come l'incrocio *tipo 6* è caratterizzato da una struttura simile a quella dell'incrocio *tipo 3* e del 6 con giugulatura inferiore e superiore.

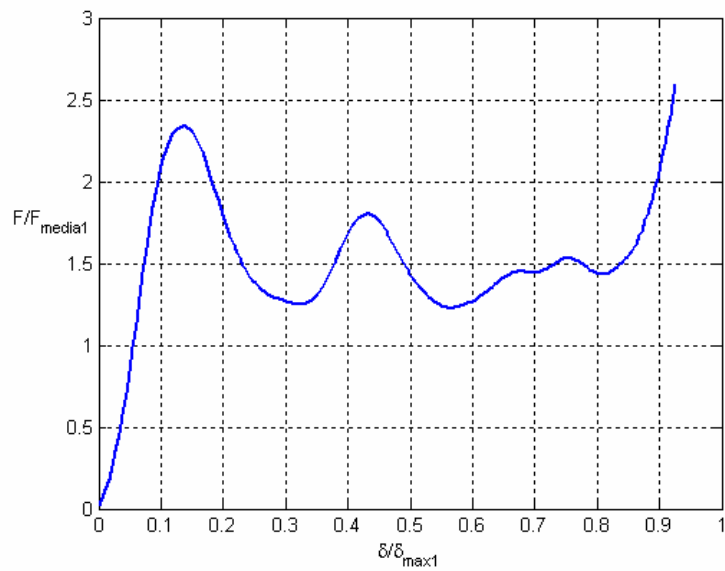
Le flange verticali sono inspessite, ma non ci sono quelle orizzontali. Questa modifica provoca una notevole riduzione di peso, pari al 16%. In effetti, questa tipologia di incrocio è l'unica fra quelle provate in grado di variare significativamente questo parametro.

In Figura 2.21-2.22 sono mostrate la forza in funzione dello schiacciamento e l'energia in funzione dell'accelerazione.

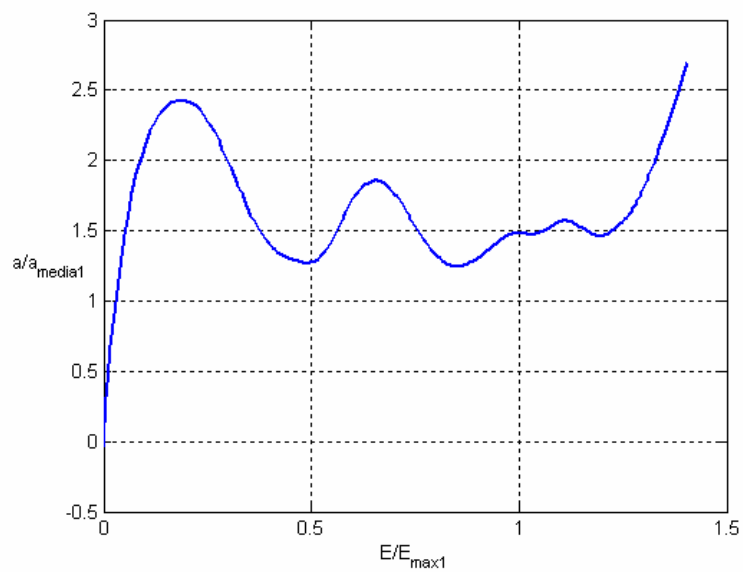
In Tabella 2.9 sono riportati i risultati.

La forza ha un andamento oscillatorio dovuto all'assenza delle flange orizzontali che hanno anche una funzione stabilizzante del meccanismo di collasso di quelle verticali.

L'assenza delle flange orizzontali incrementa l'azione tagliante esercitata dal rinforzo a T che contribuisce in modo molto significativo alla lacerazione della flangia verticale.

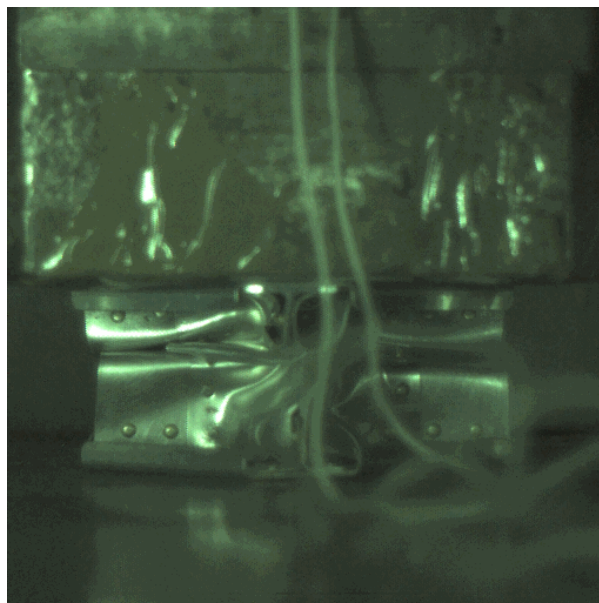


**Figura 2.20 Forza vs schioacciamento incrocio 5**



**Figura 2.21 Accelerazione vs energia incrocio 5**





**Figura 2.22** Incrocio 5  $t=0.011$  dall'impatto. Si nota la lacerazione della flangia verticale dovuta anche al rinforzo a T

$F_{\max}$	$F_{\text{media}}$	$a_{\max}$	$a_{\text{media}}$	E	$E_s$	$\eta$	$\eta_s$
2.365	1.518	2.458	1.553	1.406	1.626	1.548	0.946

**Tabella 2.9** Risultati per l'incrocio 5

## 2.5 Conclusioni

In Tabella 2.10 sono riassunti i risultati delle prove. Si può notare il netto aumento di energia assorbita di tutte le tipologie rispetto alla tipologia base, segno che tutte le modifiche hanno comunque effetti positivi.

Tipo	$F_{\max}$	$F_{\text{media}}$	$a_{\max}$	$a_{\text{media}}$	E	$E_s$	$\eta$	$\eta_s$
1	1.719	1	1.768	1	1	1	1	1
2	2.262	1.543	2.347	1.580	1.43	1.411	1.56	0.926
3	2.84	1.514	2.965	1.549	1.448	1.408	1.408	0.955
4	2.277	1.356	2.364	1.38	1.257	1.21	1.362	0.926
5	2.365	1.518	2.458	1.553	1.406	1.626	1.548	0.958
6	2.711	1.671	2.827	1.716	1.528	1.485	1.629	0.946

**Tabella 2.10** Risultati prove sperimentali (curve medie)

### **Influenza della giugolatura**

La presenza della giugolatura superiore e inferiore comporta una variazione di picco massimo significativa, di circa il 20 %.

Se le flange si estendono fin sopra le flange orizzontali superiori, il picco massimo dipende più dal carico d'instabilità delle flange che da quello di longherone e ordinata (che hanno un carico d'instabilità inferiore ad esse per via dei vincoli meno influenti nella direzione del carico applicato verticale).

Il picco massimo è maggiore quando è presente una giugolatura inferiore e aumenta ancora se sono presenti entrambe le giugolature.

In Tabella 2.11 sono riassunti gli effetti dell'aumento di spessore delle flange sugli incroci con giugolatura singola e doppia.

Con riferimento all'incrocio *tipo 2* e *tipo 4* non ci sono aumenti di energia e energia assorbita aumenti a dispetto dell'aumento di spessore delle flange.

Flange verticali più spesse significa maggiore rigidità della struttura.

Raggiunto il carico d'instabilità, il carico che può sopportare la flangia più spessa è maggiore e alla fine non viene smaltito attraverso plasticizzazione (senza rottura) delle flange.

Gli incrocio *tipo 3* e *6* hanno invece le flange più alte maggiormente capaci di sopportare deformazioni plastiche più estese, quindi il suddetto aumento di carico sulle flange riesce ad essere ben assorbito da una più alta capacità di deformazione rispetto agli incroci con flange più basse.

Si può quindi concludere che se per l'incrocio *tipo 2* con giugolatura inferiore e rinforzo a J è conveniente non aumentare lo spessore perché prevale l'effetto di semplice irrigidimento che peggiora il comportamento plastico una volta raggiunta l'instabilità, per l'incrocio 3 con rinforzo a T e giugolatura inferiore e superiore conviene aumentare lo spessore perché l'aumento del carico sopportato va a scaricarsi in maniera adeguata su flange maggiormente deformabili.

Giugolatura singola			
	$s_{flange}=0.503$	$s_{flange}=0.637$	$\Delta$ [%]
$a_{max}$	2.346	2.368	0,9
$a_{media}$	1.584	1.38	-13
E	1.43	1.257	-12,1
Giugolatura doppia			
	$s_{flange}=0.503$	$s_{flange}=0.637$	$\Delta$ [%]
$a_{max}$	2.965	2.827	-4,5
$a_{media}$	1.549	1.716	10,7
E	1.448	1.528	5,5

**Tabella 2.11** Variazioni dovute a spessori flange

### **Influenza del corrente**

Analizzando le differenze in termini di comportamento a crash degli incroci con rinforzo a J e T, si notano aumenti significativi di forza media e energia assorbita fra gli incroci *tipo 4* e *tipo 6* che hanno flange dello stesso spessore, ma differente sezione di rinforzo.

In Tabella 2.12 sono riassunti gli effetti della giugolatura superiore, e quindi del rinforzo a T.

Il rinforzo a T sembra in grado di incanalare il carico verso le flange verticali, che hanno meno possibilità di deformarsi. Infatti normalmente le flange verticali tendono a deformarsi plasticamente meno di longherone e ordinata a causa dei vincoli dati dalle giunzioni con longherone e ordinata, e quindi aumenta il picco massimo con l'estensione delle flange stesse. Con l'aumento di carico su quest'ultime, dovuto alla presenza del rinforzo a T, riescono a fornire un lavoro di deformazione più adeguato, maggiore rispetto alla diminuzione conseguente del lavoro di ordinata e longherone.

Questo effetto non si fa sentire per gli incroci *tipo 2* e *3* in quanto lo spessore minore delle flange fa sì che la quota di carico da esse sopportato e quindi il livello di energia assorbita sia minore e che prevalga un effetto di irrigidimento di longherone e ordinata dovuto alla giugolatura.

S <sub>flange</sub> =0.503			
	Rinforzo J	Rinforzo T	Δ [%]
a <sub>max</sub>	2.347	2.965	26,3
a <sub>media</sub>	1.58	1.549	-1,9
E	1.372	1.316	-4
S <sub>flange</sub> =0.637			
	Rinforzo J	Rinforzo T	Δ [%]
a <sub>max</sub>	2.364	2.827	19,5
a <sub>media</sub>	1.38	1.716	24,3
E	1.257	1.528	21,5

**Tabella 2.12** Variazioni dovute al corrente

### **Influenza delle flange orizzontali**

L'assenza delle flange orizzontali provoca un aumento di carico sia sulle flange verticali che su longherone e ordinata, Inoltre il collasso è molto meno controllato.

In tabella 2.13 sono riassunti gli effetti dell'assenza delle flange orizzontali.

Diminuisce sensibilmente l'energia assorbita dato che il carico si distribisce maggiormente su longherone e ordinata che sono più spessi rispetto alle flange verticali.

Il picco diminuisce perché il longherone e l'ordinata vanno in instabilità a un carico minore.

La caratteristica più interessante di questa tipologia è l'alto valore di energia specifica assorbita dovuto all'assenza delle flange orizzontali. Gli altri valori sono del resto non peggiori delle altre tipologie.

S <sub>flange</sub> =0.637 Giugolatura doppia			
Flange orizzontali	Si	No	Δ [%]
a <sub>max</sub>	2.827	2.458	-13
a <sub>media</sub>	1.716	1.553	-9,4
E	1.528	1.406	-8
E <sub>s</sub>	1.485	1.626	9,4

**Tabella 2.13** Influenza flange orizzontali

In base ai dati raccolti durante le prove sperimentali, è stato concluso che l'incrocio con miglior comportamento a crash è quello *tipo 6*.

Infatti questo tipo di incrocio è caratterizzato dai più alti valori di energia assorbita e di efficienza.

Alla luce di queste osservazioni questa tipologia di incrocio è stata presa in considerazione, insieme a quella base, per le simulazioni numeriche e le successive modifiche.



## **3 Simulazioni numeriche**

### **3.1 Obiettivi**

Le simulazioni numeriche prendono in esame le prove eseguite sull'incrocio *tipo 6*.

Sperimentalmente è stato dimostrato che questo tipo di assorbitore, fra quelli considerati, ha il miglior comportamento a crash.

### **3.2 Modello numerico**

Si cercherà di arrivare a settare un modello numerico che consenta di avvicinarsi il più possibile alla curva media sperimentale, per poi cercare di migliorare ulteriormente l'andamento della forza.

#### **3.2.1 Geometria parti deformabili**

La struttura dell'incrocio *tipo 6* presenta gli spessori riportati nelle Tabelle 2.2-2.3, con i correnti a L e T rispettivamente e le flange verticali con giugolature da entrambi i lati corti.

#### **3.2.2 Mesh parti deformabili**

I ribattini sono le uniche parti di cui si è considerata la possibilità di una modellazione non deformabile, ma rigida. Rinforzi, flange orizzontali e verticali e rinforzi sono invece considerati deformabili.

Il modello a elementi finiti mostrato in Figura 3.1 è stato creato con il software Altair Hipermesh 10.0, con cui si possono creare con una relativa rapidità mesh su geometrie anche complicate.



**Figura 3.1** Modello incrocio con griglia di calcolo

La generazione della mesh è stata effettuata utilizzando un file cad 3D dell'incrocio.

Sono state create le varie superfici a partire dalle geometrie solide di ogni parte il cui piano medio viene considerato come superficie bidimensionale su cui creare la mesh.

Tutte le parti dell'incrocio hanno localmente uno spessore in direzione perpendicolare al piano medio trascurabile rispetto alle dimensioni in detto piano, quindi si è deciso di utilizzare elementi di tipo shell, adatti per queste geometrie.

Vengono utilizzati elementi a quattro lati che nelle analisi esplicite permettono di ottenere risultati più accurati rispetto agli elementi triangolari.

Per ogni elemento vengono utilizzate funzioni di forma lineari associate ai quattro nodi di vertice per non appesantire troppo i calcoli.

La griglia di calcolo è stata effettuata con un algoritmo automatico di ottimizzazione con cui il software ottimizza la forma e la posizione degli elementi in modo da ottenere un *quality index* più elevato possibile, da cui il nome del metodo *QI Optimize*.

Questo parametro viene calcolato in maniera sequenziale e risulta dalla valutazione di 12 criteri di qualità differenti (elencati in Tabella 3.1) che esprimono la bontà in termini geometrici dell'elemento in relazione alla sua successiva implementazione nell'analisi.



Criterio	Spiegazione	Ideal	Good	Warn	Fail	Worse
Min size	Lunghezza lato più corto [mm]	3	2.7	1.2	0.6	0.3
Max length	Lunghezza lato più lungo [mm]	3	3.6	4.5	6	9
Aspect ratio	Rapporto lato più lungo lato più corto	1	2	4.4	5	10
Warpage	Massimo angolo fra due piani dati dai due triangoli in cui si divide l'elemento con le diagonali	0	5	13	15	30
Skew	Minimo angolo fra due linee che passano per la mezzeria di due lati	0	10	34	40	70
Jacobiano	Determinante matrice di trasformazione derivate fra elemento vero e ideale	1	0.9	0.7	0.6	0.3
Max angle quad	Massimo angolo interno elementi a quattro lati [deg]	90	110	134	140	160
Min angle quad	Minimo angolo interno elementi a 4 lati [deg]	90	70	46	40	20
Max angle tria	Massimo angolo interno elementi a 3 lati [deg]	60	80	112	120	150
Min angle tria	Minimo angolo interno elementi 3 lati [deg]	60	50	34	30	15
Chordal deviation	Massima distanza fra la mezzeria di un lato e la sua proiezione sulla superficie [mm]	0	0.3	0.8	1	2

**Tabella 3.1 Criteri di ottimizzazione mesh**

Il programma, per ogni elemento bidimensionale, valuta per ogni criterio un coefficiente di penalità che può andare da 0 a 1 se l'elemento rispetta il criterio del determinato indice, o da 1 a 10 se non lo rispetta, ovvero fallisce. Successivamente per ogni criterio viene calcolata la media pesata di tutti gli elementi e infine la media pesata di ogni criterio, con coefficienti decisi dall'utente, in modo da ottenere il coefficiente di QI finale.

$Q.I.:_{el} = \text{somma pesata penalità}$

$Q.I._{criterio}$  = somma pesata penalità dello stesso criterio di tutti gli elementi

$Q.I._{tot}$  = somma pesata  $Q.I._{criterio}$

Il programma assegna cinque livelli di qualità ad ogni criterio per ogni singolo elemento, e dopo la generazione della mesh permette di valutare le percentuali di elementi che presentano un criterio a un certo livello di qualità.

Citerio	% Ideal	% good	% warn	% fail	% worse
Min size	95.4	50.5	0.5	0	0
Max length	55.2	2.2	0	0	0
Aspect ratio	100	1.5	0	0	0
Warpage	100	3	0	0	0
Skew	100	0	0	0	0
Jacobian	100	9.1	1.5	0	0
Max angle quad	99.8	5.5	0.3	0	0
Min angle quad	99.8	4.2	0.1	0	0
Max angle tria	0.2	0	0	0	0
Min angle tria	0.2	0.2	0	0	0
Chordal deviation	100	0.1	0	0	0
Tria	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2

a) Le percentuali si riferiscono al numero di elementi il cui valore è inferiore a quello della rispettiva colonna

**Tabella 3.2 Valori caratteristici mesh ottimizzata.**

### 3.2.3 Sezioni parti deformabili

Per ogni parte (componente) del modello sono state specificate le caratteristiche in termini di proprietà elastiche e inerziali. Per tutte è stata scelta la tipologia di piastra omogenea.

L'integrazione sullo spessore è approssimata con il metodo di Gauss, che a parità di accuratezza ha un costo computazionale minore del metodo di Simpson, ed inoltre è più adatto per le analisi non lineari senza trasferimento termico.

Il metodo di Gauss ha per default tre punti d'integrazione sullo spessore e non ha punti d'integrazione differenti sulla superficie, ma questo non interessa perché non importa l'andamento dello stato di sforzo e deformazione sulla superficie del singolo elemento.

L'elemento utilizzato è l'S4R, ovvero l'elemento di shell convenzionale lineare a 4 nodi. Si può assegnare l'integrazione ridotta o completa.

### 3.2.4 Materiale parti deformabili

Per il materiale sono state utilizzate le proprietà dell'alluminio 2024 T3 riportate in Tabella 3.3.

L'influenza della velocità di deformazione (incrudimento dinamico) è stato considerato usando la legge di Cowper-Simonds:

$$\frac{\sigma_{din}}{\sigma_{st}} = \left( 1 + \frac{d\varepsilon}{dt} \frac{1}{D} \right)^{\frac{1}{q}} \quad (3.1)$$

in cui  $D$  e  $q$  sono costanti dipendenti dal materiale e riportate in Tabella 3.4,  $\frac{d\varepsilon}{dt}$  è la velocità di deformazione,  $\sigma_{din}$  e  $\sigma_{st}$  sono rispettivamente lo sforzo di snervamento o rottura alla data velocità di deformazione e a velocità nulla.

Densità	[kg/m <sup>3</sup> ]	2785	
Modulo di Young	[Pa]	72·10 <sup>9</sup>	
Coefficiente di Poisson	0.33		
Sforzo di snervamento	[Pa]	324·10 <sup>6</sup>	
Q	4		
D	[s <sup>-1</sup> ]	2.1·10 <sup>6</sup>	

Tabella 3.3 Proprietà materiale [17]

### 3.2.5 Mesh parti rigide

La mesh di questi elementi è più rada di quella sull'incrocio poiché non è possibile né interessante analizzarne alcun risultato se non il puro movimento rigido. La larghezza degli elementi, perfettamente quadrati, è pari a 5 mm.

Il suolo e la massa battente hanno una rigidità complessiva molto maggiore dell'incrocio, quindi la loro deformazione si può trascurare. Abaqus permette di creare della parti bidimensionali del tipo discrete rigid formate da elementi rigidi di tipo shell non deformabili, ovvero per cui il movimento relativo è nullo. Per queste parti non si può assegnare la section, in quanto la parte non da contributo né di deformabilità né inerziale.

L'elemento utilizzato per le parti rigide è l'R3D4, che è un elemento rigido piano a quattro nodi utilizzabile con spostamenti nelle tre dimensioni.

Parte	Numero elementi	Tipo elemento	Lunghezza caratteristica [m]
Corrente a L	861	S4R (Shell 4 nodi)	0,003
Corrente a T	1356	S4R (Shell 4 nodi)	0,003
Flangia verticale	1374	S4R (Shell 4 nodi)	0,003
Flangia orizzontale	1021	S4R (Shell 4 nodi)	0,003
Irrigidimenti ordinata	311	S4R (Shell 4 nodi)	0,003
Parte ordinata	1444	S4R (Shell 4 nodi)	0,003
Longherone	3462	S4R (Shell 4 nodi)	0,003
Massa	100	R3D4 (Rigido 4 nodi)	0,02
Suolo	100	R3D4(Rigido 4 nodi)	0,02

**Tabella 3.4** Caratteristiche riassuntive mesh

### 3.2.6 Contatti

Contatti sono stati imposti fra le superfici che potevano potenzialmente venire a contatto durante la simulazione.

In generale i contatti, imposti con la card *\*interaction*, possono essere di tipo *surface to surface*, *general*, o *self*.

Abaqus implementa due metodi per imporre il vincolo di contatto: *kinematic* e *penalty* [23].

Il metodo *kinematic* si basa sull'idea di quantificare per ogni nodo della superficie slave la possibile penetrazione sulla faccia più vicina della superficie master. Attraverso la massa, il passo temporale e la penetrazione viene associata una forza al nodo slave. Successivamente la massa e la forza del nodo slave vengono distribuite equamente sui nodi della superficie master.

Il metodo *penalty* prevede che la forza da applicare sullo slave venga calcolata come funzione della sua penetrazione nella superficie master, così da introdurre rigidità nel sistema e alterando il passo temporale.

Per il contatto della massa impattante con il pavimento superiore e del suolo con il pavimento inferiore è stato definito un vincolo di tipo *kinematic* puramente master-slave, poiché più adatto per i contatti fra superfici rigide e deformabili [23].

Per i contatti fra le parti dell'incrocio è stato definito un vincolo di tipo *penalty* poiché con il tipo *kinematic* potrebbero verificarsi sovrapposizioni con i vincoli dei ribattini spiegati in seguito [23].

In Tabella 3.5 sono riportate le formulazioni dei contatti impostati.

Contatto	Tipologia	Formulazione	Pesatura
Massa-pavimento superiore	Surface to surface	Kinematic	Pura master-slave
Parti incrocio	General contact	Penalty	Bilanciata
Suolo-pavimento inferiore	Surface to surface	Kinematic	Pura master-slave

**Tabella 3.5 Formulazioni dei contatti**

Per ogni interazione di contatto sono state definite proprietà attraverso la card \*interaction properties che specifica l'andamento della forza di contatto nel tempo nelle tre direzioni locali.

La forza può essere solitamente funzione di spostamento e velocità relativi, e di altre grandezze non necessariamente meccaniche, come il danneggiamento e la temperatura, non tenute in considerazione in questo lavoro.

La pressione di contatto può essere funzione lineare, lineari a tratti o esponenziale della penetrazione.

Si è deciso del resto di scegliere l'opzione *hard contact* per cui non viene imposto alcun limite alla pressione di contatto la cui quota derivante dalla penetrazione viene calcolata con una rigidità scelta automaticamente dal solutore.

Il comportamento tangenziale viene specificato con l'andamento del coefficiente di attrito che varia con la classica legge:

$$\mu = \mu_{din} + (\mu_{sta} - \mu_{din}) e^{-d_c v_{rel}} \quad (3.2)$$

in cui si passa asintoticamente dal coefficiente di attrito statico a velocità relativa nulla a quello dinamico con legge esponenziale decrescente. Inizialmente non è stato specificato comportamento tangenziale per il general contact fra le parti dell'incrocio, al contrario dei contatti con il suolo e la massa per i quali si è dovuto specificare per evitare un eccessivo scivolamento del provino.

In Tabella 3.6 sono riportate le proprietà dei contatti.

Contatto	Comportamento normale	Comportamento tangenziale
Massa-pavimento superiore	Hard	$\mu_{din}=0.18$ $d_c=0.2$ $\mu_{din}=0.28$
Parti incrocio	Hard	No
Suolo-pavimento inferiore	Hard	$\mu_{din}=0.2$ $d_c=0.2$ $\mu_{din}=0.4$

**Tabella 3.6 Proprietà contatti**

### 3.2.7 Condizioni al contorno (vincoli)

La rigidità della massa battente e del suolo è stata assegnata con le card \*constraint e \*rigid body.

Il movimento e i vincoli sono stati definiti attraverso un punto di riferimento.

Anche la massa, assegnata con la card \*mass, viene assegnata al corpo rigido attraverso il punto di riferimento.

Si devono vincolare i gradi di libertà del punto di riferimento del corpo rigido di cui non vengono specificate inerzie traslazionali o rotazionali dato che il solutore va in errore quando un grado di libertà non vincolato non ha massa (inerzia) associata.

Con la card \*boundary condition sono state vincolate le traslazioni nel piano e le rotazioni della massa battente e d imposto un vincolo di incastro al punto di riferimento del suolo.

In Tabella 3.7 sono riportati i vincoli del modello.

Vincolo	Tipologia
Massa-nodo di riferimento massa	Rigidità
Suolo-refernce point 2	Rigidità
Nodo di riferimento massa	Gdl $T_x$ $T_y$ $R_x$ $R_y$ $R_z$
Nodo di riferimento suolo	Incastro

**Tabella 3.7 Vincoli modello**

### 3.2.9 Condizioni iniziali

Le condizioni iniziali si impongono con la card `*predefined fields`. Alla massa battente è stata imposta una velocità iniziale pari a 8 m/s, che è la velocità d'impatto di riferimento adottata nelle prove.

Per completare con completezza il fenomeno, la forza di gravità è stata imposta con la card `*dload`. L'aumento di velocità dovuto alla presenza dell'accelerazione di gravità può essere ritenuto trascurabile data la ridotta distanza iniziale (dell'ordine dei decimi di millimetro) fra massa battente e provino.

## 3.3 Giunzioni

I raccordi fra le varie parti dell'incrocio sono realizzate con ribattini in lega leggera di alluminio 2117 T4.

Dal punto di vista della modellazione numerica, i ribattini impongono un vincolo fra i gradi di libertà degli elementi giuntati. Questo vincolo può essere imposto essenzialmente in due modi: definendo un vincolo rigido a più punti o una connessione deformabile.

### 3.3.2 Modellazione numerica delle giunzioni

I ribattini sono creati con la card `*fastener` in cui viene specificato il punto geometrico utilizzato per creare il nodo di riferimento del ribattino sulla prima superficie da collegare.

Vengono inoltre specificati il numero di superfici da collegare, il metodo di accoppiamento rigido fra i fastening points e i nodi di ogni superficie e il sistema di riferimento del connector, se necessario.

Questa card viene creata in concomitanza alle card degli elementi di connessione e alle card `*fastener property` e `*connector section`, che vengono a loro volta richiamate dalla stessa card `*fastener`.

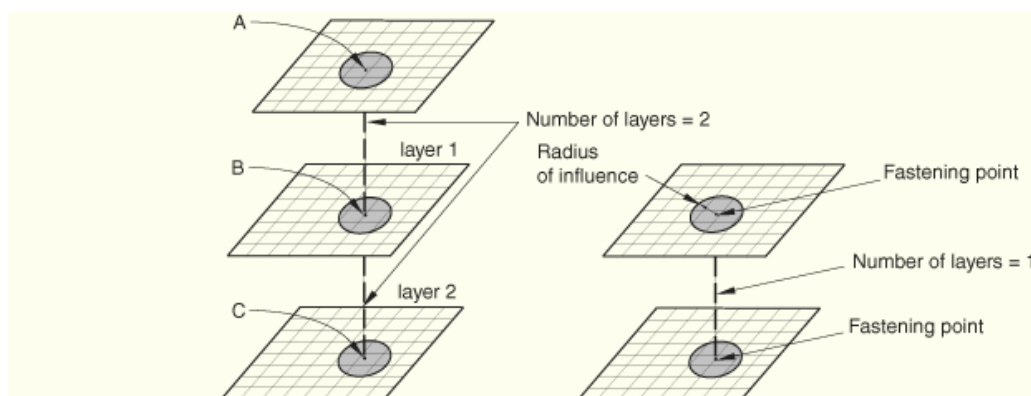
All'inizio della simulazione il punto specificato viene proiettato sulla prima superficie nella direzione imposta nella stessa card `*fastener`, in modo da creare il nodo di riferimento sulla prima superficie da connettere.

In base al numero massimo di livelli imposto (che fisicamente corrisponde al numero di coppie di superfici collegate), il solutore continua a proiettare in una

determinata direzione il nodo di riferimento di una superficie per creare quello sulla seguente.

Insieme ai nodi vengono creati anche i sistemi di riferimento associati a ogni superficie connessa, che per default hanno origine nel fastening point corrispondente e hanno le direzioni 12 giacenti sulla superficie e 3 normale ad essa.

I fastening points di ogni superficie sono accoppiati a un insieme opportuno di nodi slave, attraverso il vincolo *distributing coupling*, che viene imposto dal solutore attraverso la trasmissione di forze e momenti dal nodo di riferimento all'insieme di nodi slave che cadono all'interno di un certo raggio d'influenza, come mostrato in Figura 3.2, per mezzo di opportuni coefficienti di peso.



**Figura 3.2 Rappresentazione elementi di connessione e zone d'influenza**

Le forze e i momenti possono essere trasferiti sui nodi slave sia con un sistema di forze e momenti, con la formulazione *structural*, sia con un sistema di sole forze, con la formulazione *continuum*.

La prima opzione comporta un vincolo fra le traslazioni e (opzionalmente) le rotazioni del nodo di riferimento con le traslazioni e rotazioni degli slave. La seconda opzione accoppia invece le traslazioni e rotazioni del rivetto con le sole traslazioni degli slave.

La nuvola di nodi accoppiati a quello di riferimento viene determinata con un raggio d'influenza nella card *\*fastener*.

Il solutore calcola un coefficiente di partecipazione associato ad ogni faccia di ogni elemento della superficie interessata, in base alla distanza dal nodo di riferimento dei corrispondenti nodi più lontano e più vicino.

Associa quindi ad ogni nodo della faccia un peso dato dal prodotto fra il coefficiente di partecipazione di ogni faccia  $c_i$  e l'area di pertinenza del nodo sulla faccia stessa  $A_{nodo,i}$ , per tener conto della quota di area associata a ogni nodo.



Il peso di ciascun nodo è dato dalla somma di tutti i pesi corrispondenti a tutte le facce cui è collegato:

$$W_{nodo} = \sum_{i=1}^{N_{aree}} c_i A_{nodo,i} \quad (3.3)$$

Il peso  $W_{nodo}$  può opzionalmente essere ulteriormente scalato con un peso dipendente dalla distanza dal nodo di riferimento, che varia in base al metodo impostato e può avere decadenza lineare parabolica o cubica.

Le caratteristiche geometriche e di massa della giunzione vengono definite con le card `*fastener property` e `*connector section`, quest'ultima presente solo nel caso di giunzione non rigida.

La card `*fastener property` serve per attribuire il raggio della sezione circolare e la massa. Questa viene dimezzata e concentrata ai nodi estremi corrispondenti alle superfici estreme della fila da collegare.

La `*connector section` specifica la tipologia di connector e richiama la card `*connector behavior`.

### 3.3.3 Comportamento di tipo rigido

I ribattini possono essere modellati come connessioni perfettamente rigide fra i nodi di riferimento posti sulle superfici da collegare. Il vincolo fra i nodi di riferimento viene esplicitato con l'eliminazione dei gradi di libertà relativi di ogni coppia di punti di riferimento su due superfici collegate.

### 3.3.4 Comportamento di tipo deformabile

Le giunzioni possono essere modellate anche come elementi di connessione deformabili indipendenti dalla mesh delle superfici collegate.

All'elemento di connessione viene associato un sistema di riferimento che determina le convenzioni per l'eventuale comportamento elastico-plastico e le forze e momenti di rottura.

Nella card `*behavior` vengono specificate le caratteristiche fisiche in termini di elasticità, eventuale plasticità e possibilità di fallimento.

Per determinare i coefficienti  $D_{ii}$  che caratterizzano il comportamento deformabile della giunzione sono state seguite due strade.

La prima assimila il comportamento dei ribattini a quello di travi incastrate. Le rigidzze corrispondenti calcolate usando il PLC consentono di determinare il termine di rigidzza  $D_{ij}$

Un altro modo adottato è stato utilizzare i dati ricavati da prove sperimentali su giunzioni rivettate [14] in termini di forza di snervamento e rottura.

La curva del materiale, elastoplastica, è rappresentata da due tratti lineari le cui pendenze vengono utilizzate dal solutore per impostare il metodo dei moltiplicatori di Lagrange con il quale i vincoli relativi dovuti ai ribattini.

In questo modo si possono legare i gradi di libertà di due o più nodi appartenenti alle superfici connesse come se fra questi fosse interposta una molla non lineare con rigidità nelle tre direzioni.

Dato l'accoppiamento superficiale fra i due nodi di riferimento e i nodi posti all'interno delle rispettive zone d'influenza si realizza l'accoppiamento voluto fra le due superfici.

In particolare sono stati utilizzati i valori adimensionali rispetto alla lunghezza del ribattino data la diversità rispetto a quelli considerati nelle simulazioni.

La rigidità a trazione e taglio del tratto elastico sono calcolate semplicemente come rapporto fra forza e spostamento a snervamento. Questi valori vengono poi immessi nella card `*connector elasticity`.

La parte plastica viene modellata considerando le forze di snervamento e rottura con i relativi spostamenti plastici inseriti nella card `*connector plasticity`.

Con la card `*connector failure` si specificano i valori di forza e spostamento a rottura assiali e di taglio.

La lunghezza di riferimento dei ribattini usata è stata calcolata come suggerito in letteratura:

$$L = s + 1.5d \quad (3.4)$$

in cui  $L$  è la lunghezza,  $s$  lo spessore da collegare e  $d$  il diametro.

In Tabella 3.8 sono riportate le lunghezze delle diverse file di ribattini.

Data la differenza di lunghezza fra le varie file, i valori di spostamento a snervamento e rottura, i cui valori percentuali sono riportati in Tabella 3.9, variano sensibilmente in base alla fila di ribattini.

Fila	Lunghezza ribattini
Flangia orizzontale-corrente-pavimento/pelle esterna	0.009
Flangia orizzontale-corrente-longherone-flangia orizzontale	0.0095
Flangia orizzontale-irrigidimento-ordinata-flangia orizzontale	0.009
Flangia verticale-ordinata/longherone-flangia verticale	0.0077
Flangia verticale-flangia orizzontale-corrente-longherone/ordinata-flangia orizzontale- flangia verticale	0.009
Flangia orizzontale-flangia orizzontale-corrente-longherone – flangia orizzontale-flangia verticale	0.0011

Tabella 3.8 Lunghezza ribattini per file

$D_{33}$ [N/m]	4250e3
$D_{11/22}$ [N/m]	2600e3
$F_{snerv.assiale}$ [N]	1700
$F_{rott.ssiale}$ [N]	3032
$F_{snerv.taglio}$ [N]	1300
$F_{rott.taglio}$ [N]	2111
$S_{plast.rott.assiale}$ [%]	23.4
$S_{plast.rott taglio}$ [%]	22.7

Tabella 3.9 Caratteristiche elasto-plastiche ribattini

### 3.4 Risultati rivetti a modellazione rigida

Per considerare i ribattini come fossero rigidi si è impostata la proprietà del ribattino richiamando la section riferita alla card \*rigid mpc. Il programma interpone fra le i due fastening points una trave rigida che non può sopportare alcun carico.

Per alleggerire il vincolo si è provato a trasferire solamente le coppie agenti sui punti fastening ai nodi del raggio d'influenza, ovvero a non accoppiare le rotazioni dei due raggi d'influenza con l'opzione *continuum distributing coupling*.

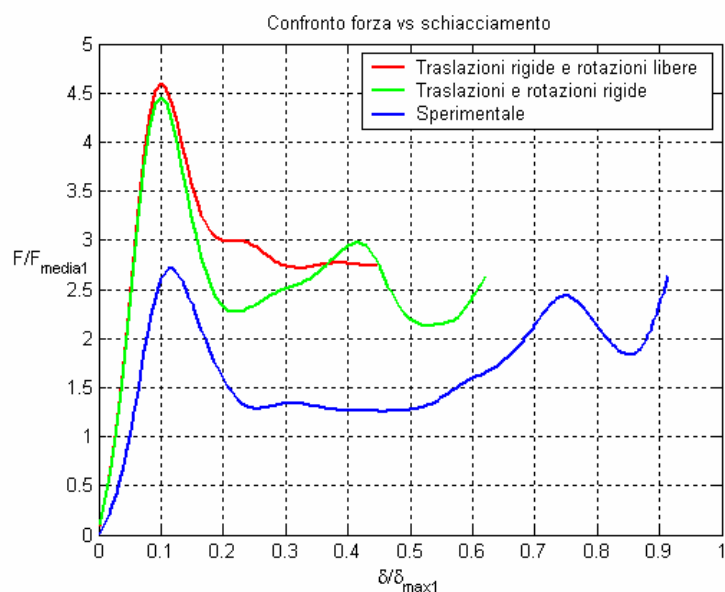
In Figura 3.3 è mostrato il confronto con l'andamento sperimentale della forza con lo schiacciamento per i due casi di accoppiamento *structural*, con rotazioni accoppiate, e *continuum*, con rotazioni libere.

In Tabella 3.10 sono mostrati gli errori percentuali sulle grandezze fisiche significative.

La forza in questo modo non raggiunge il tetto massimo impostato neanche fino al primo picco. Quindi la curva è stata fermata alla prima stazionarietà prima della parte finale. L'andamento non rispecchia assolutamente la realtà.

Vi sono errori percentuali rilevanti sulla forza media dovuti evidentemente a corrispettivi errori sullo schiacciamento al tetto massimo di forza.

Gli errori sull'energia assorbita sono del resto abbastanza contenuti. L'errore sullo schiacciamento massimo, espresso ovviamente da quello sull'efficienza di schiacciamento, è elevato, e causa un errore elevato sulla forza media. L'errore ridotto sull'efficienza è determinato dall'errore elevato sul picco massimo.



**Figura 3.3 Forza vs schiacciamento per simulazioni con modellazione rigida dei ribattini con e senza il vincolo rigido fra le rotazioni delle superfici**

Grandezza		Rivetti rigidi con vincolo sulle rotazioni	Rivetti rigidi senza vincolo sulle rotazioni
$\Delta F_{\max}$ [%]	[%]	64,3	68,8
$\Delta F_{\text{media}}$ [%]	[%]	55,6	75,7
$\Delta a_{\max}$ [%]	[%]	65,8	70,5
$\Delta a_{\text{media}}$ [%]	[%]	57,8	78,7
$\Delta E$ [%]	[%]	5,8	-13,9
$\Delta \eta$ [%]	[%]	-5,2	4,0
$\Delta \eta_s$ [%]	[%]	-31,9	-51

**Tabella 3.10 Errori percentuali rispetto ai dati sperimentali per simulazioni con modellazione rigida dei ribattini**

Nelle Figure 3.4-3.7 sono mostrate le immagini sperimentali e numeriche a vari istanti temporali.

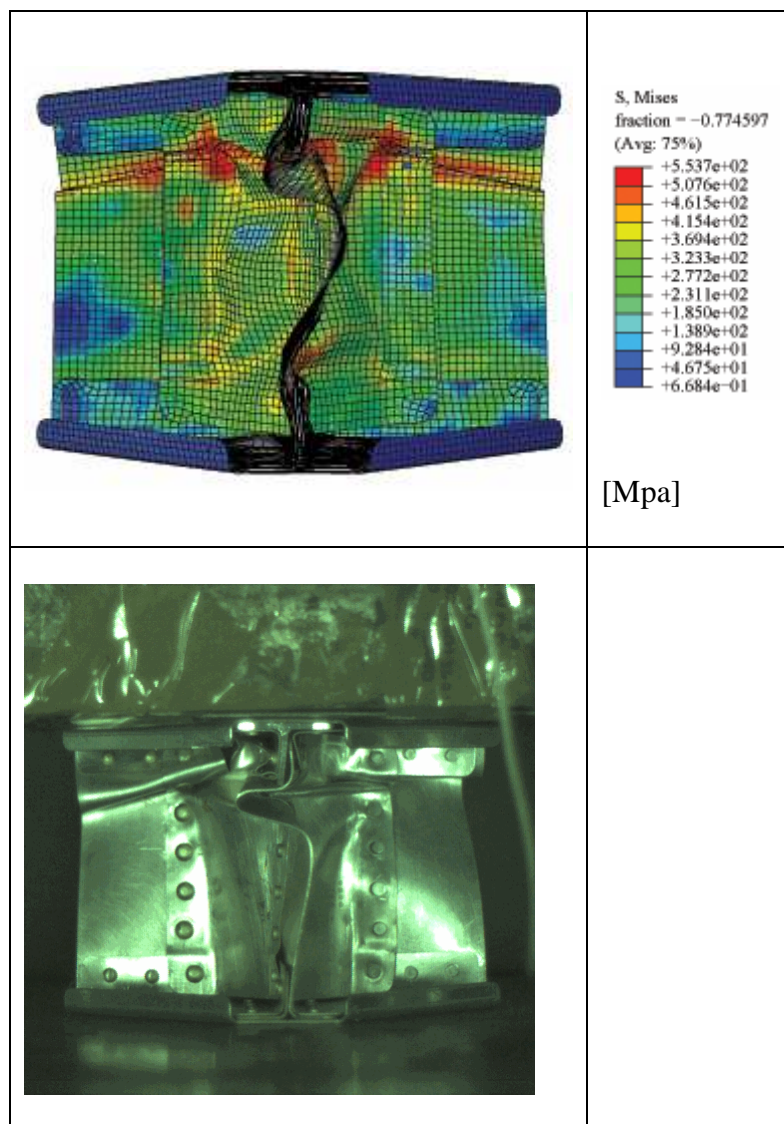


Figura 3.4 Confronto deformata  $t=0.005$  s dall'impatto modellazione completamente rigida ribattini

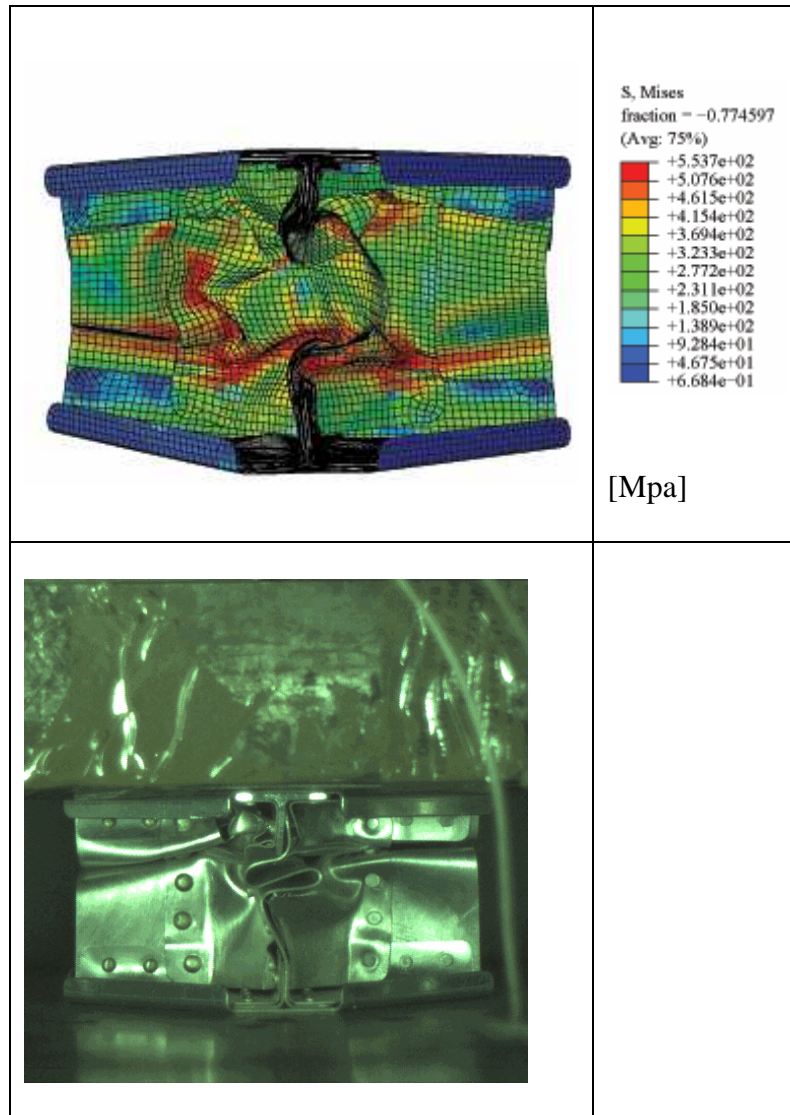
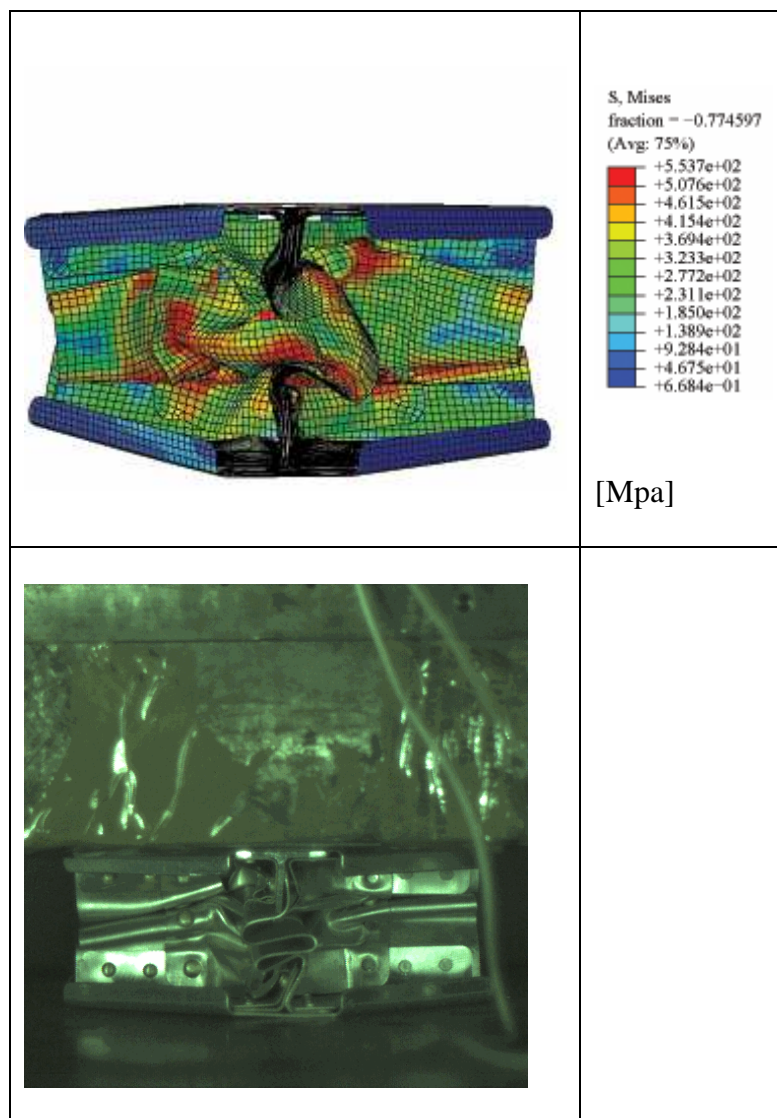
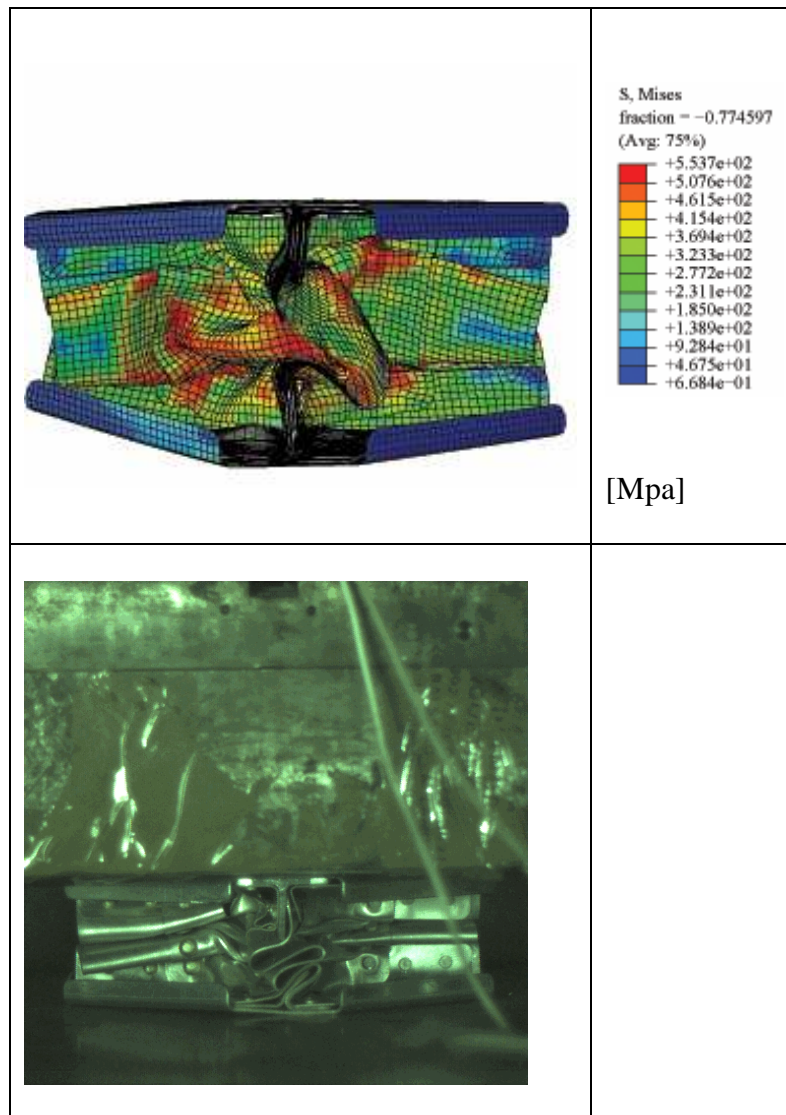


Figura 3.5 Confronto deformata  $t=0.01$  s dall'impatto modellazione completamente rigida ribattini



**Figura 3.6** Confronto deformati  $t=0.015$  s dall'impatto modellazione completamente rigida ribattini





**Figura 3.7** Confronto deformati  $t=0.02$  s dall'impatto modellazione completamente rigida ribattini

### 3.5 Risultati rivetti a modellazione deformabile

Per quanto riguarda i rivetti modellati come travi deformabili, si è provato ad assegnare ai ribattini le rigidità assiali e di taglio considerando ogni ribattino

come una trave incastrata sulla prima lamiera e libero di muoversi all'estremo libero sotto l'azione della successiva.

Adottando questo approccio nelle simulazioni, si è osservato che le forze di rottura dei ribattini vengono raggiunte molto presto a causa degli elevati valori di rigidità dovuti alla loro ridotta lunghezza.

Successivamente sono state utilizzate le curve dedotte in [14] da cui si possono ottenere le pendenze del tratto elastico della prova assiale e della prova di taglio, vedi Tabella 3.9.

L'importanza dei vari parametri è stata quindi investigata.

In particolare è stata esaminata l'influenza della plasticità nelle direzioni di taglio e assiale rispetto all'asse del ribattino, del raggio d'influenza dell'accoppiamento superficiale e della pesatura dovuta alla distanza dal nodo di riferimento.

Infine è stato tolto il vincolo alle rotazioni sulla superficie e lanciata una simulazione con l'integrazione superficiale completa degli elementi shell.

### 3.5.1 Influenza della plasticità

Nelle Figure 3.8- 3.9 sono mostrati i confronti della forza in funzione dello schiacciamento e dell'energia in funzione dell'accelerazione per i modelli con plasticità nelle tre direzioni e solamente a taglio. Nelle Figure 3.10-3.11 sono mostrati gli analoghi confronti per i modelli con plasticità solamente a trazione e senza plasticità. In quest'ultimo caso è stata utilizzata solo la card \*connector elasticity, impostando quindi il primo tratto della curva elastoplastica.

Il comportamento non varia significativamente se si impone il comportamento plastico solamente a taglio e non a trazione, segno che la maggior parte delle connessioni non raggiunge la forza di snervamento a trazione, come era del resto auspicabile.

In Tabella 3.11 sono riportati gli errori percentuali rispetto ai risultati sperimentali.

Tutti i modelli presentano errori bassi sulla forza media, e sono comunque accompagnati da errori ridotti anche sull'energia assorbita e sullo schiacciamento massimo, segno che i suddetti errori sulla forza media non derivano da una scorretta propagazione di errori.

Alla luce dei risultati ottenuti, il modello migliore sembra essere quello con plasticità solo a trazione (errore relativo di forza media, energia assorbita e schiacciamento massimo inferiore all'1 %), in contrasto con quello senza plasticità che fornisce errori del 7 % sia per l'energia assorbita che per lo schiacciamento.

Anche il meccanismo di collasso ai vari istanti temporali è simile a quello catturato dai filmati ad alta velocità, come mostrato nelle Figure 3.12-3.15.

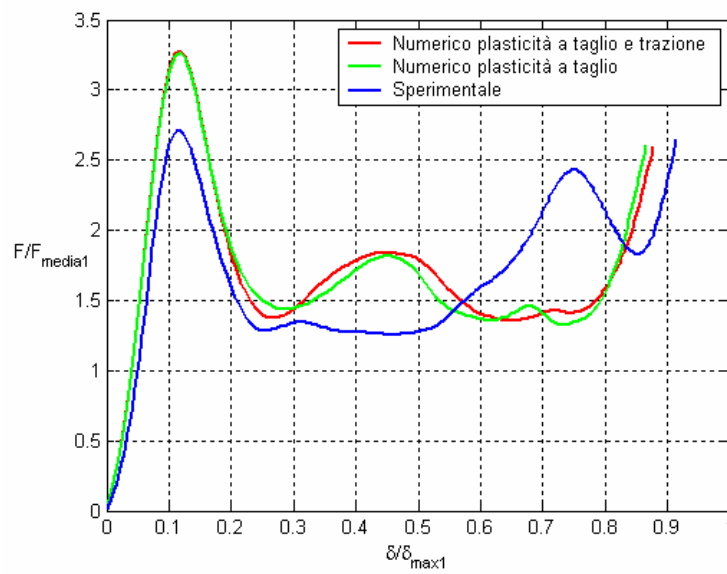


Figura 3.8 Confronto forza vs schiacciamento al variare della plasticità dei rivetti

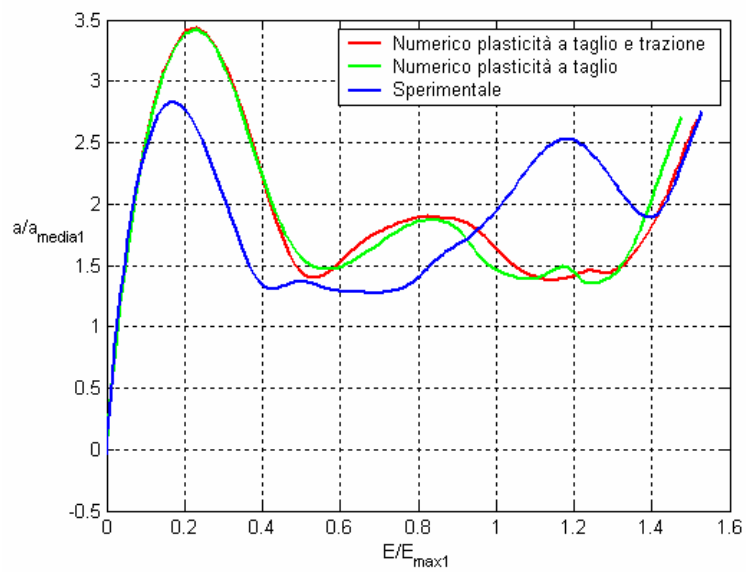
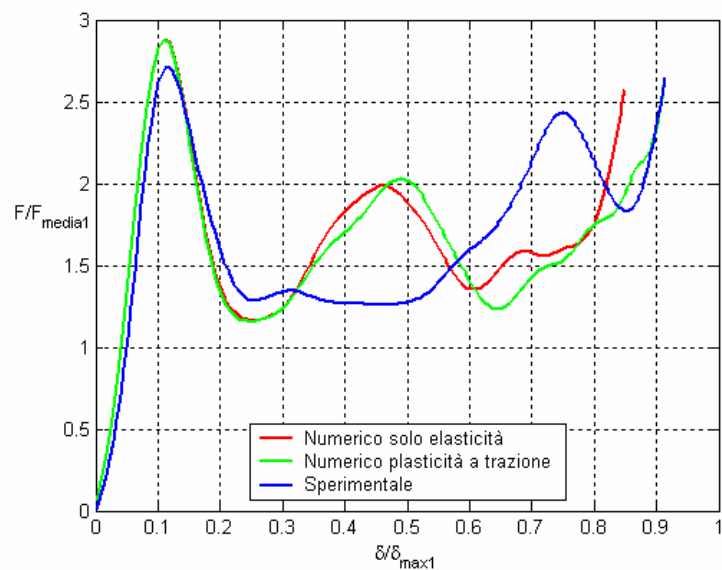
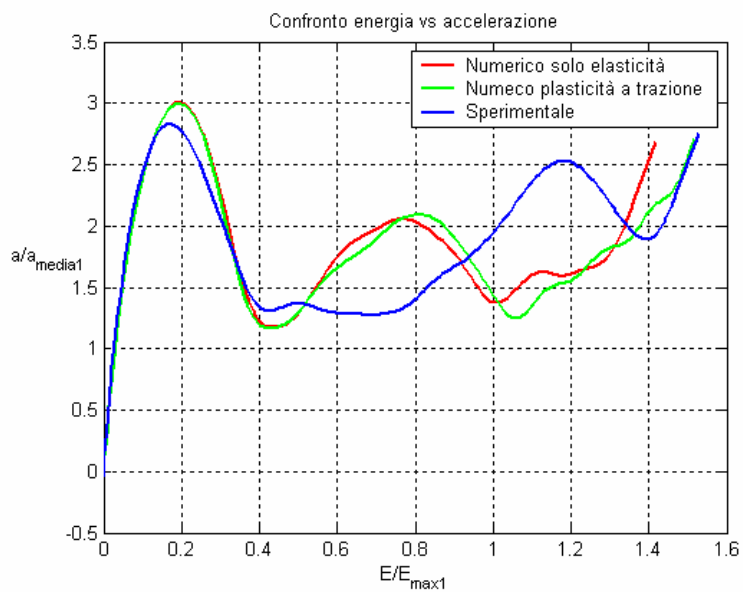


Figura 3.9 Confronto energia vs acclerazione al variare della plasticità dei rivetti



**Figura 3.10** Confronto forza vs schiacciamento al variare della plasticità dei rivetti



**Figura 3.11** Confronto energia vs acclerazione al variare della plasticità dei rivetti

Grandezza		Solo elasticità	Plasticità a trazione	Plasticità a taglio	Plasticità a trazione e taglio
% $F_{\max}$	[%]	5,5	5,5	20,1	20,5
% $F_{\text{media}}$	[%]	-0,3	-0,6	2	3,4
% $a_{\max}$	[%]	6,6	5,6	20,6	21
% $a_{\text{media}}$	[%]	-0,3	-0,6	2	3,5
% $E$	[%]	-7,4	-0,8	-3,4	-0,8
% $\eta$	[%]	-5,5	-5,8	-15,1	-14,2
% $\eta_s$	[%]	-7,1	-0,2	-5,3	-4,1

**Tabella 3.11 Errori percentuali rispetto ai dati sperimentali per simulazioni con modellazione deformabile dei ribattini**

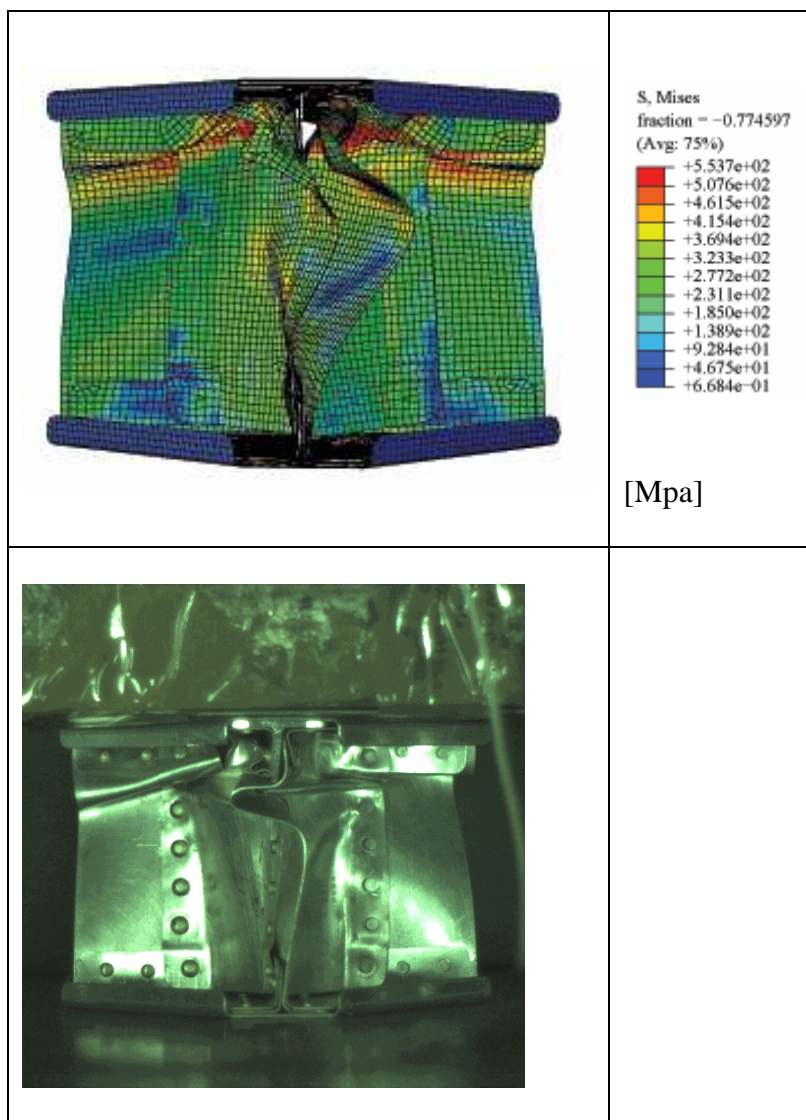
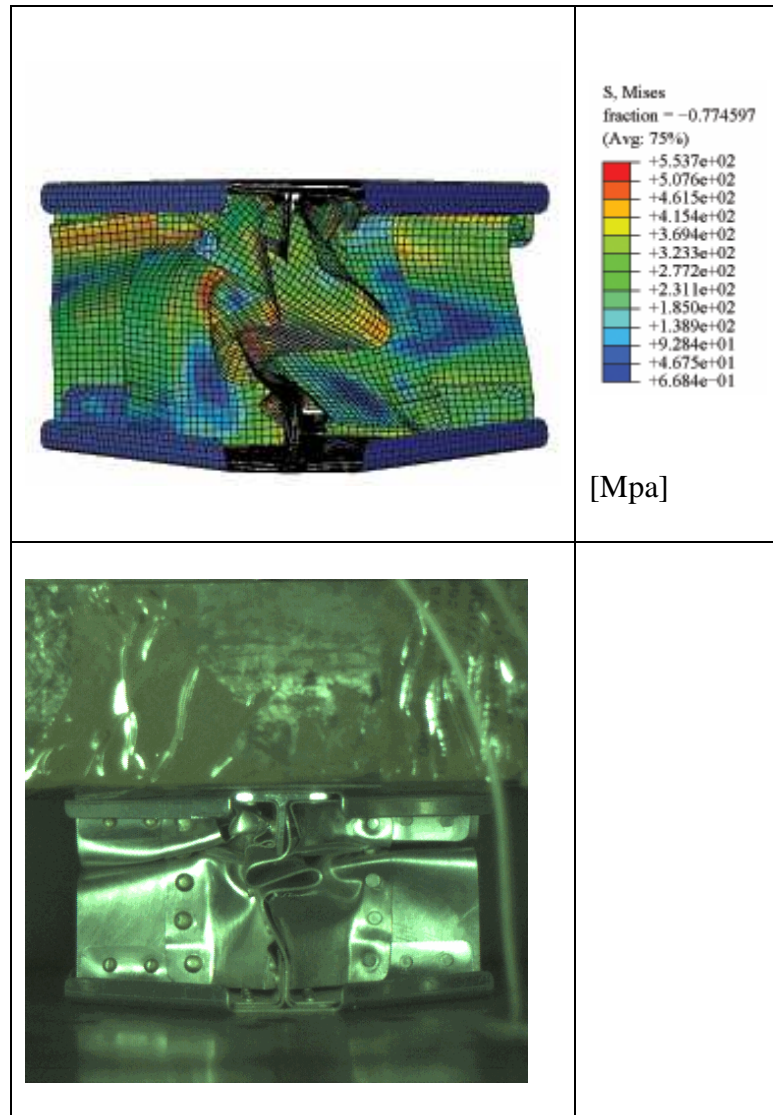


Figura 3.12 Confronto deformata  $t=0.005$  s dall'impatto con plasticità a trazione dei ribattini



**Figura 3.13** Confronto deformata  $t=0.01$  s dall'impatto con plasticità a trazione dei ribattini

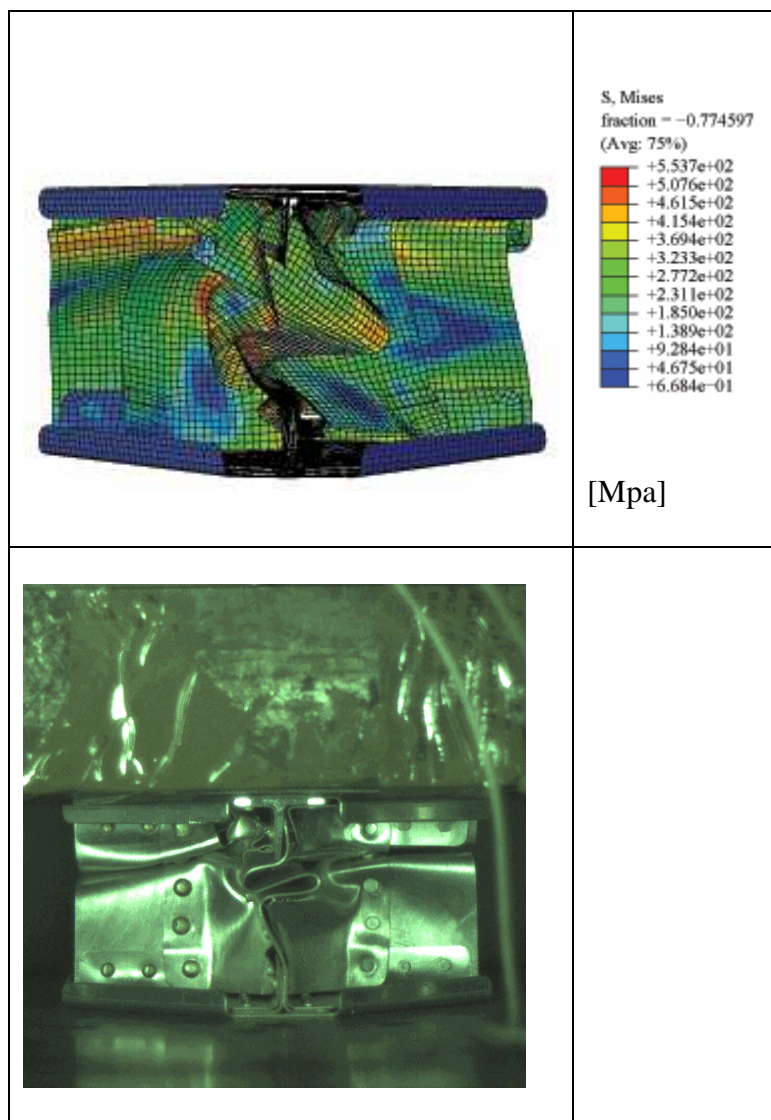


Figura 3.14 Confronto deformata  $t=0.015$  s dall'impatto con plasticità a trazione dei ribattini



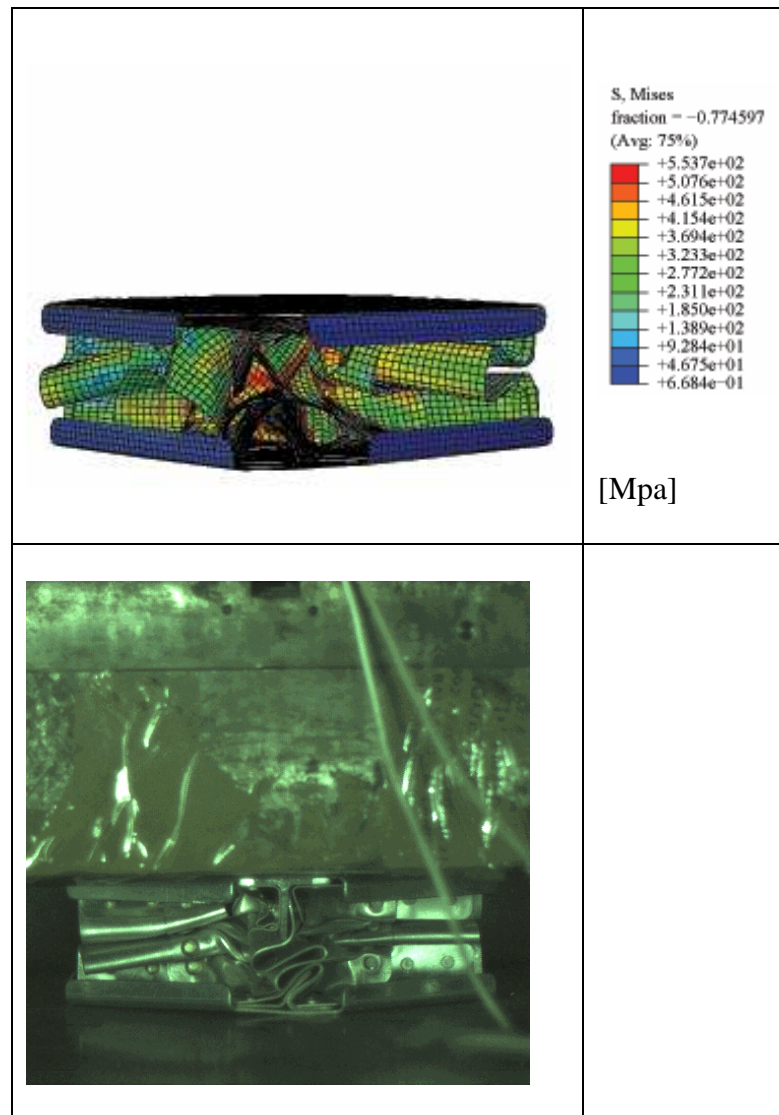


Figura 3.15 Confronto deformata  $t=0.02$  s dall'impatto con plasticità a trazione dei ribattini

### 3.5.2 Influenza raggio d'influenza e pesatura sulla superficie

Utilizzando il modello elastoplastico migliore, ovvero con elasticità a trazione e taglio e plasticità a trazione, si è provato a variare il raggio d'influenza entro cui vi sono i nodi di ogni superficie a cui vengono trasferiti i carichi agenti sul nodo di riferimento e derivanti dalla connessione.

Sono stati provati raggi d'influenza pari al raggio del gambo del ribattino, ovvero 1.6 mm, e pari alla media fra il raggio del gambo e della testa, 2.3 mm.

Nelle Figure 3.16-3.17 sono mostrati gli andamenti della forza con lo schiacciamento per le due soluzioni di 1.6 e 2.3 mm insieme con il modello provato in precedenza che aveva un raggio d'influenza pari a quello della testa, ovvero di 3 mm.

In Tabella 3.12 sono riportati gli errori percentuali rispetto ai risultati sperimentali.

I risultati migliori sullo schiacciamento e sull'energia assorbita sono stati ottenuti con il raggio iniziale pari al raggio della testa. Del resto sono stati osservati comportamenti comunque non discostanti dalla realtà anche per gli altri valori considerati con errori comunque maggiori su schiacciamento e energia assorbita.

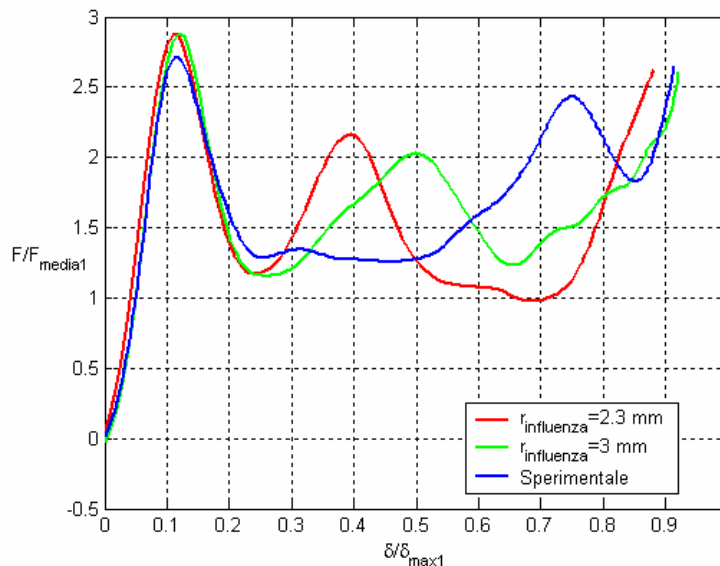


Figura 3.16 Confronto forza vs schiacciamento al variare del raggio d'influenza

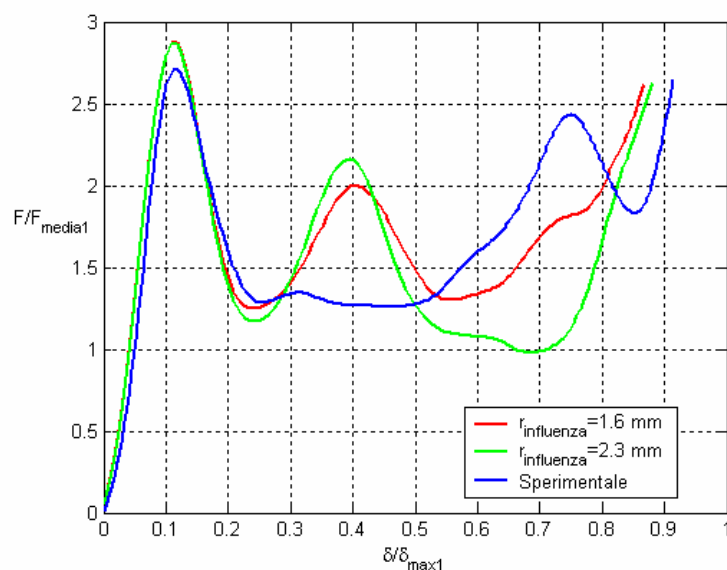


Figura 3.17 Confronto forza vs schiacciamento al variare del raggio d'influenza

Grandezza		$r_{\text{influenza}}=1.6 \text{ mm}$	$r_{\text{influenza}}=2.3 \text{ mm}$	$r_{\text{influenza}}=3 \text{ mm}$
$\Delta F_{\text{max}}$	[%]	6,1	5,8	5,5
$\Delta F_{\text{media}}$	[%]	1,7	-6,9	-0,6
$\Delta a_{\text{max}}$	[%]	6,3	6,0	5,6
$\Delta a_{\text{media}}$	[%]	1,7	-7,1	-0,6
$\Delta E$	[%]	-3,5	-10,3	-0,8
$\Delta \eta$	[%]	-4,2	-12,0	-5,8
$\Delta \eta_s$	[%]	-5,2	-3,6	-0,2

Tabella 3.12 Errori percentuali rispetto ai risultati sperimentali al variare del raggio d'influenza

Come ulteriore verifica è stato fatto variare anche il metodo per scalare, in base alla distanza dal nodo di riferimento sulla superficie, i coefficienti di peso riferiti ad ogni nodo all'interno del raggio d'influenza.

Nelle Figure 3.18-3.19 sono mostrati gli andamenti della forza con pesatura uniforme e con decadenza lineare, quadratica e cubica.

In Tabella 3.13 sono riportati gli errori percentuali rispetto ai dati sperimentali.

Anche in questo caso i risultati sono caratterizzati da errori maggiori su schiacciamento e energia assorbita rispetto alla pesatura uniforme, che equivale ad affidarsi solamente ai coefficienti di peso riferiti solamente all'area di competenza.

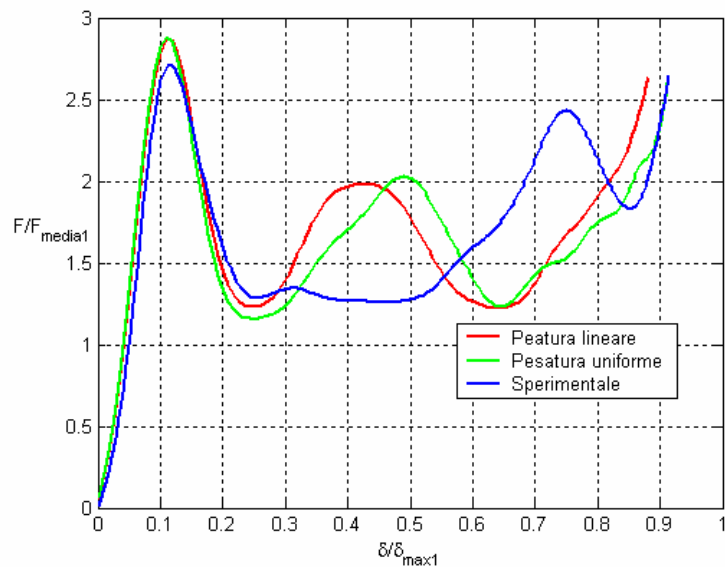


Figura 3.18 Confronto forza vs schiacciamento al variare della pesatura

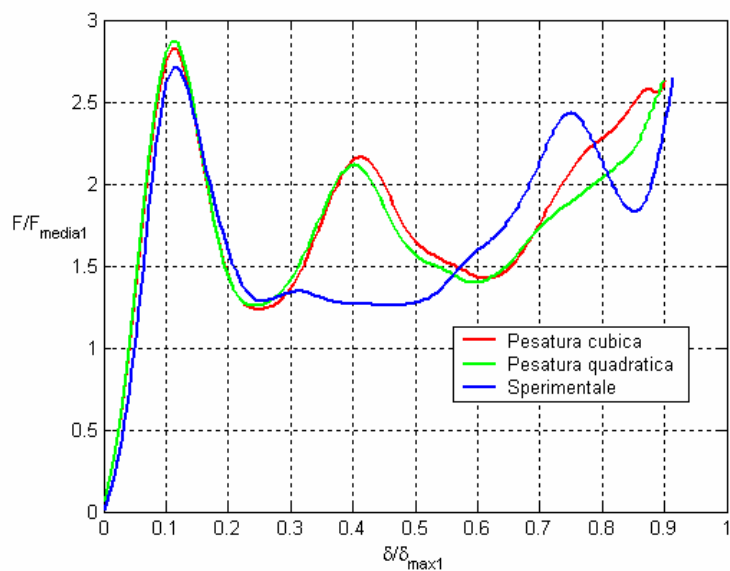


Figura 3.19 Confronto forza vs schiacciamento al variare della pesatura

Grandezza		Scalatura uniforme	Scalatura Lineare	Scalatura quadratica	Scalatura Cubica
$\Delta F_{\max}$	[%]	5,5	5,2	5,2	3,6
$\Delta F_{\text{media}}$	[%]	-0,6	0,9	5,3	8,2
$\Delta a_{\max}$	[%]	5,6	5,3	5,3	3,7
$\Delta a_{\text{media}}$	[%]	-0,6	1	5,5	8,5
$\Delta E$	[%]	-0,8	-2,6	-3,5	6,8
$\Delta \eta$	[%]	-5,9	-4	0,1	4,4
$\Delta \eta_s$	[%]	-0,2	-3,3	-1,6	-1,2

**Tabella 3.13 Errori percentuali rispetto ai risultati sperimentali al variare della pesatura dovuta alla distanza dal nodo di riferimento**

### 3.5.3 Influenza delle rotazioni

Fin qui si è supposto che i ribattini non esercitino momenti sulle superfici che uniscono.

Nel caso di rotazione relativa delle superfici fuori dalla sezione del ribattino, la testa dei ribattini, per via dell'attrito con la superficie, esercita solo forze che hanno un braccio ridotto. Queste forze sono dirette nella stessa direzione e non comportano quindi azioni torcenti intorno all'asse del ribattino.

Se le superfici ruotano nella direzione dell'asse del ribattino, però, si viene a creare una coppia intorno all'asse del ribattino dovuta all'attrito fra le parti, mentre le coppie flettenti sono nulle. Non si sono trovati però adeguati risultati sperimentali per impostare una legge elastoplastica per i momenti e le rotazioni torcenti, quindi si è provato ad impostare una rigidità infinita ( $10^6$  volte la rigidità maggiore degli elementi adiacenti al nodo di riferimento) nella direzione ortogonale alle superfici collegate.

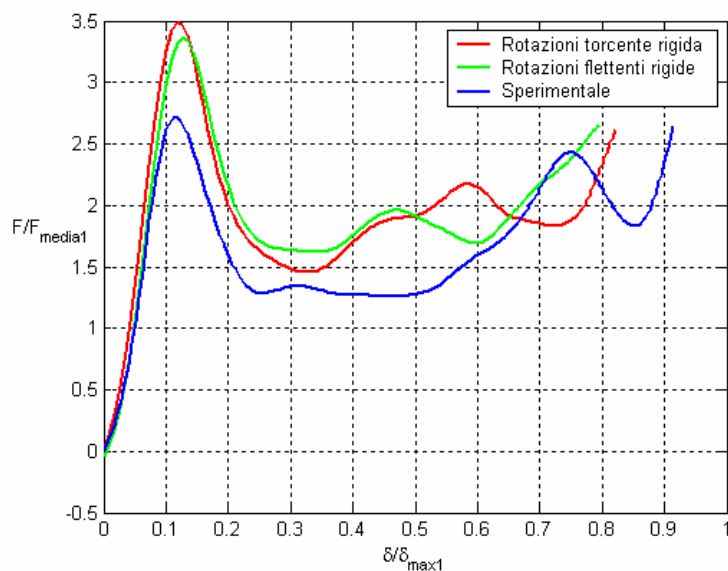
In Figura 3.20 è mostrato l'andamento della forza con rotazioni flettenti e torcenti rigide rispettivamente.

In Tabella 3.14 sono riportati gli errori percentuali rispetto ai risultati sperimentali.

La notevole differenza con i dati sperimentali per il modello con le rotazioni flettenti bloccate conferma quanto osservato sopra.

Anche il modello con le rotazioni lungo l'asse bloccate porta a risultati non accurati a causa della mancanza di un'adeguata legge rotazione-momento torcente del ribattino. Per entrambi i modelli gli errori relativi sul picco e sullo

schacciamento massimo sono rilevanti. Solo l'errore sull'energia assorbita è trascurabile.



**Figura 3.20** Confronto forza vs schiacciamento per modelli con rotazioni rigide del ribattino rispettivamente flettenti e torcenti

Grandezza		Rigidità alla flessione	Rigidità alla torsione
$\Delta F_{\max}$	[%]	23,9	28,2
$\Delta F_{\text{media}}$	[%]	18,1	16,4
$\Delta a_{\max}$	[%]	24,6	28,9
$\Delta a_{\text{media}}$	[%]	18,8	17
$\Delta E$	[%]	1,5	4,6
$\Delta \eta$	[%]	-4,7	-9,2
$\Delta \eta_s$	[%]	-14	-10,2

**Tabella 3.14** Errori percentuali rispetto ai risultati sperimentali per modelli con ribattini rigidi alla flessione e alla torsione

### 3.5.4 Influenza dell'integrazione ridotta

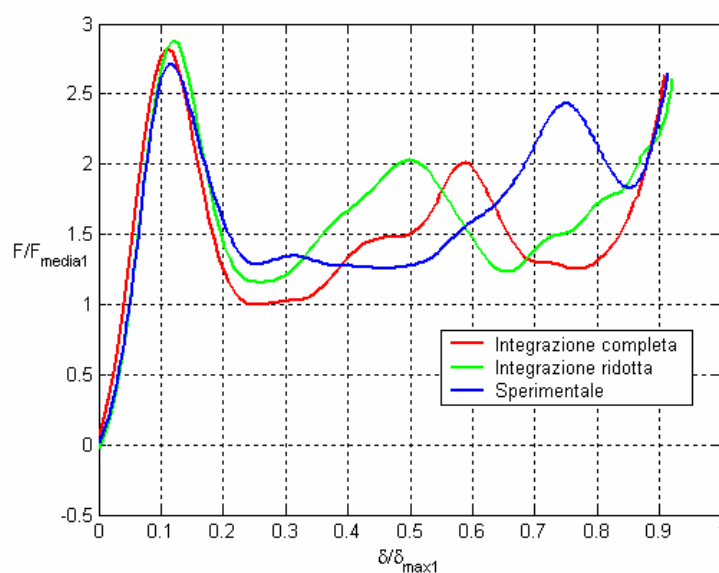
Tutte le simulazioni descritte in precedenza sono caratterizzate dall'integrazione ridotta degli elementi bidimensionali. La sottointegrazione è spesso causa del fenomeno detto dei modi a "clessidra" ovvero modi di deformazione a energia nulla.

I modi a clessidra sono spesso causa di poca accuratezza dei risultati e alcune volte al contrario di una loro casuale accuratezza

Per verificare l'influenza dei modi a clessidra sui risultati del modello che porta a risultati più accurati, quello con plasticità a trazione, pesatura uniforme e raggio d'influenza pari al raggio della testa, è stata condotta una simulazione con integrazione completa.

In Figura 3.21 è mostrato il confronto fra integrazione completa e ridotta per quanto riguarda l'andamento della forza con lo schiacciamento.

In Tabella 3.15 sono riportati gli errori percentuali rispetto ai risultati sperimentali.



**Figura 3.21 Confronto forza vs schiacciamento con integrazione ridotta e completa**

Grandezza		Integrazione ridotta	Integrazione completa
$\Delta F_{\max}$	[%]	5,5	3,7
$\Delta F_{\text{media}}$	[%]	-0,6	-8,8
$\Delta a_{\max}$	[%]	5,7	3,7
$\Delta a_{\text{media}}$	[%]	-0,6	-9,1
$\Delta E$	[%]	-0,9	-9,3
$\Delta \eta$	[%]	-5,8	-12
$\Delta \eta_s$	[%]	-0,3	-0,5

**Tabella 3.15 Errori percentuali rispetto ai risultati sperimentali dei modelli con ribattini rigidi alla flessione e alla torsione**

### 3.5.5 Prova con incrocio 1

Per verificare la *generalità* del modello numerico sviluppato per l'incrocio *tipo 6* è stata condotta una simulazione che riproduceva la prova dell'incrocio *tipo 1* (tipologia caratteristica dei sottopavimenti elicoteristici).

In particolare, nel realizzare il modello numerico dell'incrocio *tipo 1* sono stati utilizzati gli stessi valori di rigidità e di pendenza del tratto plastico dei ribattini introdotti in precedenza. Gli spostamenti a rottura e snervamento sono stati modificati per tener conto della differenza di lunghezza di alcune file di ribattini dovuta alla diversità di spessore delle flange verticali e nella zona dove non esiste sovrapposizione fra flange verticali e orizzontali.

In Figura 3.22 è mostrato il confronto numerico sperimentale dell'andamento della forza per l'incrocio *tipo 1*.

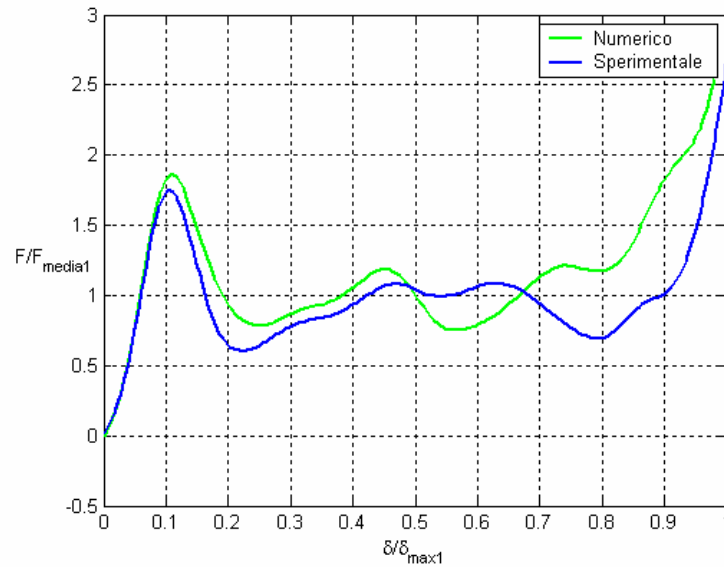
In Tabella 3.16 sono riportati gli errori percentuali rispetto ai risultati sperimentali.

Le differenze percentuali rispetto ai valori sperimentali sono più alte rispetto a quelle ottenute per l'incrocio *tipo 1*.

L'errore sullo schiacciamento massimo è del 2 % anche se, e questo è il risultato peggiore, l'errore sull'energia assorbita è del 13%.

Nonostante ciò si può comunque ritenere il modello validato e verificata la sua generalità.





**Figura 3.22 Confronto numerico sperimentale forza vs schiacciamento per il modello dell'incrocio 1 con parametri settati con l'incrocio 6**

Grandezza		Incrocio 6	Incrocio 1
$\Delta F_{max}$	[%]	5,5	7,7
$\Delta F_{media}$	[%]	-0,6	16,1
$\Delta a_{max}$	[%]	5,7	8,1
$\Delta a_{media}$	[%]	-0,6	17,1
$\Delta E$	[%]	-0,8	13,7
$\Delta \eta$	[%]	-5,8	20,7
$\Delta \eta_s$	[%]	-0,3	-2

**Tabella 3.16 Confronto errori percentuali rispetto ai risultati sperimentali per incroci 6 e 1**

### 3.6 Sviluppo della geometria dell'incrocio

Validato il modello è stato valutato per via numerica l'effetto del cambiamento di alcuni parametri geometrici dell'incrocio sulle sue prestazioni in termini dell'energia assorbita d'impatto.

In particolare è stata valutata l'influenza dello spessore delle flange verticali e orizzontali in modo da avere un modello di incrocio migliorato per le prossime prove con i materiali compositi.

### 3.6.1 Modifica flange verticali

Lo spessore delle flange verticali è stato aumentato fino a al 136% ogni 12%. Con spessori minori si è provato solamente il 64% poiché con il 76 e l'88% la configurazione sarebbe troppo simile a quella dell'incrocio 3.

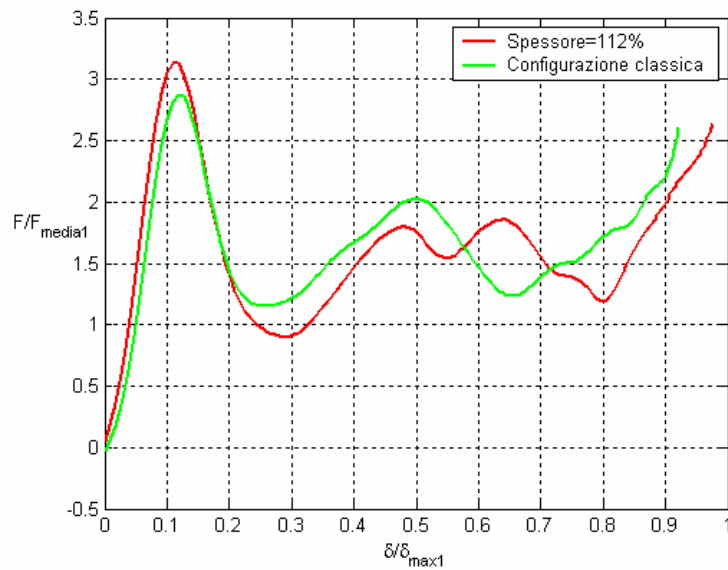
In Figura 3.23 è mostrato il confronto dell'andamento della forza per la configurazione classica e per la configurazione con uno spessore aumentato del 12%.

In Tabella 3.17 sono mostrate le variazioni percentuali dei parametri interessanti rispetto alla configurazione originaria.

Con la diminuzione al 64% si hanno circa le stesse variazioni osservate nelle prove sperimentali degli incroci *tipo* 6 e 3 (che presenta la stessa struttura del 6, ma con una diminuzione dello spessore delle flange verticali al 79%) ovvero una diminuzione di energia assorbita e energia assorbita specifica.

L'aumento dello spessore porta a risultati che confermano quanto già osservato nel paragrafo 2.5 a proposito dell'effetto delle flange verticali: aumentandone lo spessore si irrigidiscono e prendono più carico che deve essere smaltito attraverso un'adeguata deformazione della struttura.

Aumentando lo spessore al 112% aumenta l'energia assorbita, in quanto l'aumento di carico è affiancato da un'adeguata capacità di plasticizzazione delle flange. Aumentandolo ulteriormente prevale l'effetto di irrigidimento delle flange che quindi riescono meno ad assorbire l'energia d'impatto.



**Figura 3.23 Confronto forza vs schiacciamento per variazione spessore delle flange verticali**

Grandezza		Spessore flange verticali [% spessore originario]			
		64	112	124	136
$\Delta F_{max}$	[%]	-28,6	9,4	16,1	19,6
$\Delta F_{media}$	[%]	-25,1	-2,5	-18,4	-22
$\Delta a_{max}$	[%]	-29,3	9,6	16,5	20
$\Delta a_{media}$	[%]	-26,1	-2,6	-19	-23
$\Delta E$	[%]	-23,8	5,3	-9,3	-13,6
$\Delta E_s$	[%]	-26,8	1,3	-12,7	-16,9
$\Delta \eta$	[%]	-17,8	-10,9	-29,7	-34,8
$\Delta \eta_s$	[%]	1,7	8	11,1	10,8

**Tabella 3.17 Variazioni dovute allo spessore delle flange verticali**

### 3.6.2 Modifica flange orizzontali

L'ispessimento delle flange orizzontali provoca una diminuzione sia del picco massimo della forza che dell'energia assorbita.

In tabella 3.18 sono mostrate le variazioni percentuali dei parametri interessanti rispetto alla configurazione originaria.

In particolare per spessori minori si ha un aumento di picco, ma una diminuzione di energia assorbita. Questi cambiamenti non sortiscono alcun

effetto positivo. Del resto l'andamento di energia assorbita e picco non rispecchia i risultati sperimentali.

Grandezza		Spessore flange orizzontali [% spessore originario]			
		64	112	124	136
$\Delta F_{\max}$	[%]	3,5	1,3	-4,5	-8,3
$\Delta F_{\text{media}}$	[%]	-11,9	-20,8	-19,5	-19,3
$\Delta a_{\max}$	[%]	3,6	1,3	-4,6	8,5
$\Delta a_{\text{media}}$	[%]	-12,4	-21,6	-20,3	-20
$\Delta E$	[%]	-12,9	-13,5	-16,6	-23,2
$\Delta E_s$	[%]	-9,3	-11,8	-18,2	-26,2
$\Delta \eta$	[%]	-14,9	-21,8	-15,7	-11,9
$\Delta \eta_s$	[%]	-1,1	9,1	3,6	-4,9

**Tabella 3.18** Variazioni dovute allo spessore delle flange orizzontali

### 3.6.3 Modifica ribattini

Per migliorare il comportamento a crash dell'incrocio aumentando la deformazione delle flange verticali si è provato a togliere due ribattini per ogni fila di collegamento fra longherone/ordinata e flange verticali ai quattro angoli dell'incrocio.

Sono stati tolti i ribattini agli estremi superiore e inferiore, lasciando quindi intatti i collegamenti con le flange orizzontali e i correnti del longherone o gli irrigidimenti dell'ordinata.

Non sono stati tolti i due ribattini centrali perché in posizione più importante per l'integrità dell'incrocio.

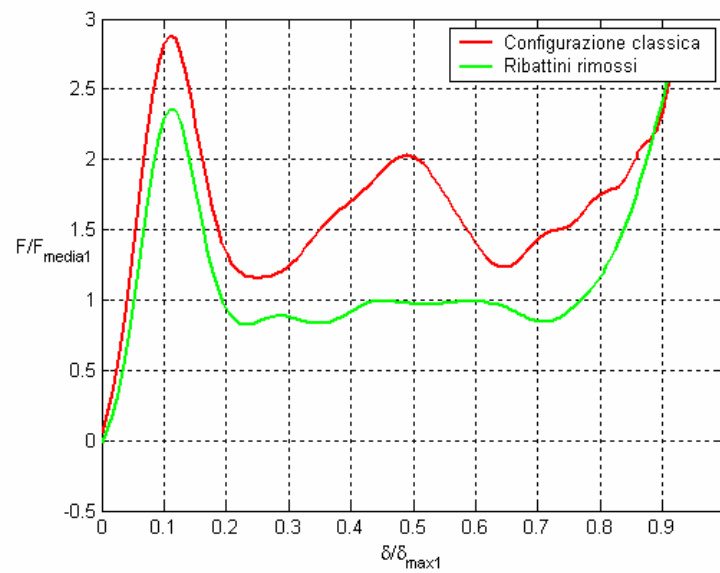
In Figura 3.28 è mostrato il confronto dell'andamento della forza per la configurazione con rivetti rimossi e classica.

In Tabella 3.18 sono riportate le variazioni dei risultati dovute ai rivetti rimossi. Diminuendo il numero di rivetti si hanno diminuzioni di schiacciamento, energia assorbita e forza media.

L'unico dato positivo è un andamento maggiormente piatto della forza nella seconda parte del grafico.

$\Delta F_{\max}$ [%]	-18,1
$\Delta F_{\text{media}}$ [%]	-30,7
$\Delta a_{\max}$ [%]	-18,5
$\Delta a_{\text{media}}$ [%]	-31,9
$\Delta E$ [%]	-30,6
$\Delta \eta$ [%]	-33,2
$\Delta \eta_s$ [%]	-24,8

**Tabella 3.19** Variazioni dovute alla rimozione dei due rivetti



**Figura 3.24** Confronto forza vs schiacciamento per configurazione con rivetti rimossi



## 4 Prova di materiale composito

Negli ultimi anni l'utilizzo dei materiali compositi in ambito aeronautico è andato crescendo grazie all'elevato rapporto rigidità/peso e resistenza/peso che caratterizza questi materiali.

I materiali compositi, data la loro anisotropia, garantiscono anche un buon comportamento a impatto dato che possono assorbire energia con differenti modalità di rottura.

Per migliorare l'assorbimento dell'incrocio si è pensato di introdurre un materiale composito in corrispondenza delle flange verticali.

### 4.1 Prove sperimentali

Prima di usarlo nel modello numerico dell'incrocio, si è cercato di validare il modello del materiale facendo riferimento ai risultati di prove sperimentali condotte su provini cilindrici.

Adottando un approccio inverso si è cercato di tarare i parametri che caratterizzano il materiale per garantire una buona correlazione fra dati sperimentali e risultati numerici.

Sono state prese in considerazione le prove effettuate nel 2009 presso il Last che riguardavano provini cilindrici formati da diverse lamine di fibra in carbonio impregnate in una matrice di resina.

In Tabella 4.1 sono riportate le caratteristiche dei provini. I provini 40 e 41 sono composti da cinque lamine, poiché quella centrale è esattamente alla mezziera del laminato. In Tabella 4.2 sono riassunti i risultati delle prove.

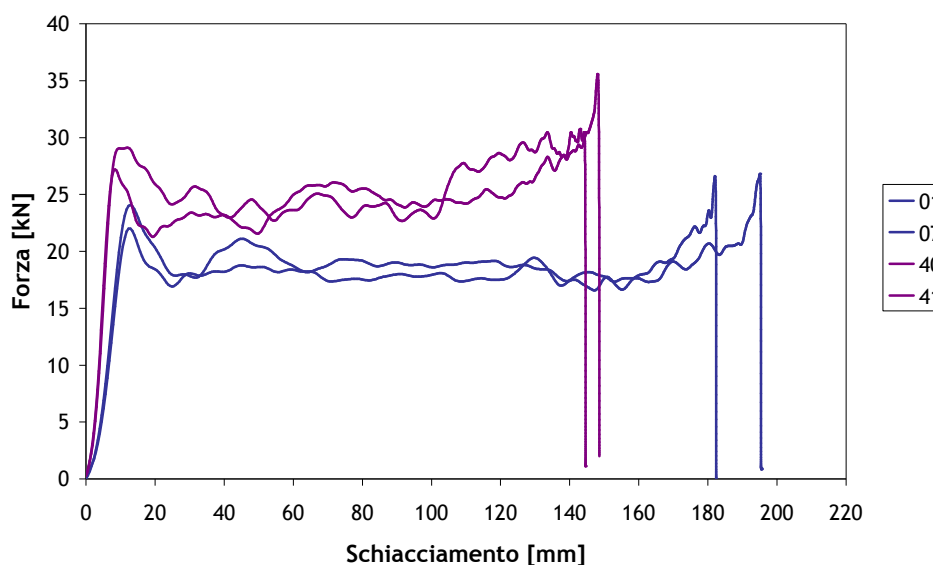
In Figura 4.1 sono mostrate le curve forza-schiacciamento delle prove.

Numero provino	01	07	40	41
Lunghezza [m]	0.350	0.350	0.350	0.350
Diametro [m]	0.070	0.070	0.070	0.070
Laminazione	$[0^\circ/45^\circ]_s$	$[0^\circ/45^\circ]_s$	$[0^\circ/45^\circ/0^\circ]_s$	$[0^\circ/45^\circ/0^\circ]_s$
Spessore laminato [mm]	1.2	1.2	1.4	1.43

**Tabella 4.1** Caratteristiche provini cilindrici

Numero di serie provino		01	07	40	41
$F_{max}$	[N]	23904	21798	28904	26864
$F_{media}$	[N]	18154	17323	24507	23416
$\delta_{max}$	[m]	0.182	0.195	0.144	0.148
$E_{assorbita}$	[J]	3304	3378	3529	3465

**Tabella 4.2 Risultati prove su provini cilindrici**



**Figura 4.1 Diagrammi forza vs schiacciamento**

Per agevolare la creazione di zone formate con strati di materiali differenti, la card \*composite layup permette di attribuire a un certo set di elementi creato con la card \*elset, una particolare section che prevede sovrapposizione di diversi materiali. Ad ogni strato si può anche attribuire una particolare orientazione rispetto al riferimento della parte cui il set di elementi si riferisce. In questo modo si possono riprodurre zone anche molto complicate senza creare un numero eccessivo di parti e minimizzando le operazioni di mescolatura.

## 4.2 Modello materiale

Abaqus offre diverse possibilità per la modellazione dei materiali compositi. In particolare, il modello adottato permette di utilizzare un modello di materiale che riproduce l'inizio e l'evoluzione del danneggiamento per materiali a



comportamento elasto-fragile, fra i quali si possono annoverare i materiali costituiti da fibre di rinforzo immerse in una matrice che fornisce resistenza a compressione e taglio.

Questo modello riprende le teorie di Hashin e Rothem [18]-[19], Matzenmiller [20], e Camanho e Davila [21].

Viene specificato il comportamento elastico senza danneggiamento, un criterio per l'inizio del danneggiamento e uno per la sua evoluzione.

Vengono inoltre considerate quattro modalità di danneggiamento e per ognuna vi è la relativa condizione di inizio:

- fibre a trazione

$$\left(\frac{\hat{\sigma}_{11}}{X_T}\right)^2 + \alpha \left(\frac{\hat{\tau}_{12}}{S_L}\right) \geq 1 \quad (4.1)$$

- fibre a compressione

$$\left(\frac{\hat{\sigma}_{11}}{X_C}\right)^2 \geq 1 \quad (4.2)$$

- matrice a trazione

$$\left(\frac{\hat{\sigma}_{22}}{Y_T}\right)^2 + \left(\frac{\hat{\tau}_{12}}{S_L}\right) \geq 1 \quad (4.3)$$

- matrice a compressione

$$\left(\frac{\hat{\sigma}_{22}}{2S_T}\right)^2 + \left[\left(\frac{Y_C}{2S_T}\right)^2 - 1\right] \frac{\hat{\sigma}_{22}}{Y_C} + \left(\frac{\hat{\tau}_{12}}{S_L}\right)^2 \geq 1 \quad (4.4)$$

in cui  $S_T$  è lo sforzo massimo a taglio,  $X_T$  e  $X_C$  sono gli sforzi massimi a trazione e compressione rispettivamente, in direzione delle fibre,  $Y_T$  e  $Y_C$  sono gli sforzi massimi a trazione e compressione rispettivamente in direzione trasversale alle fibre.

I valori di  $\hat{\sigma}_{11}, \hat{\sigma}_{22}, \hat{\tau}_{12}$ , si ottengono dal vettore degli sforzi nel piano della lamina  $\underline{\sigma}$  attraverso l'operatore  $M$  :

$$\underline{\sigma} = \begin{Bmatrix} \sigma_{11} \\ \sigma_{22} \\ \tau_{12} \end{Bmatrix} \quad \hat{\underline{\sigma}} = \begin{Bmatrix} \hat{\sigma}_{11} \\ \hat{\sigma}_{22} \\ \hat{\tau}_{12} \end{Bmatrix} \quad \underline{\varepsilon} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_{11} \\ \varepsilon_{22} \\ \gamma_{12} \end{Bmatrix} \quad \underline{\sigma} = C \underline{\varepsilon}$$

$$M = \begin{bmatrix} \frac{1}{1-d_f} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{1-d_m} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{1-d_s} \end{bmatrix} \quad \hat{\underline{\sigma}} = M \underline{\sigma}$$

I parametri di danneggiamento  $d_f, d_m, d_s$ , riassumono il danneggiamento rispettivamente delle fibre, della matrice e a taglio.

I parametri di danneggiamento di fibre e matrice possono essere a loro volta a trazione e compressione in base allo stato di sforzo istantaneo. Il parametro di danneggiamento a taglio è dipendente dagli altri due.

L'inizio del danneggiamento in un determinato modo influisce quindi anche sulla valutazione del possibile danneggiamento degli altri modi, grazie all'operatore  $M$ .

Gli sforzi sono legati alle deformazioni con la matrice costitutiva così modificata:

$$C = \frac{1}{D} \begin{bmatrix} (1-d_f)E_1 & (1-d_f)(1-d_m)\nu_{21}E_1 & 0 \\ (1-d_f)(1-d_m)\nu_{12}E_2 & (1-d_m)E_2 & 0 \\ 0 & 0 & (1-d_s)GD \end{bmatrix}$$

A loro volta i parametri di danneggiamento di ogni modo dipendono dai valori  $\sigma_{eq}$  e  $\delta_{eq}$ , che sono rispettivamente lo sforzo e lo spostamento equivalente di quel modo, e che sono legati con altre formule empiriche, qui non riportate, ai valori di deformazione e sforzo, e da un parametro  $\delta_{eq}^f$  a sua volta dipendente dal valore di energia di frattura per quel determinato modo,  $G_c$ .

## 4.3 Modello numerico

### 4.3.1 Mesh

Data la semplice geometria dei provini, la mesh è stata creata direttamente con il software Abaqus, creando un parte di tipo shell e specificando lunghezza caratteristica e forma degli elementi, metodo per creare la mesh e tipo di elemento.

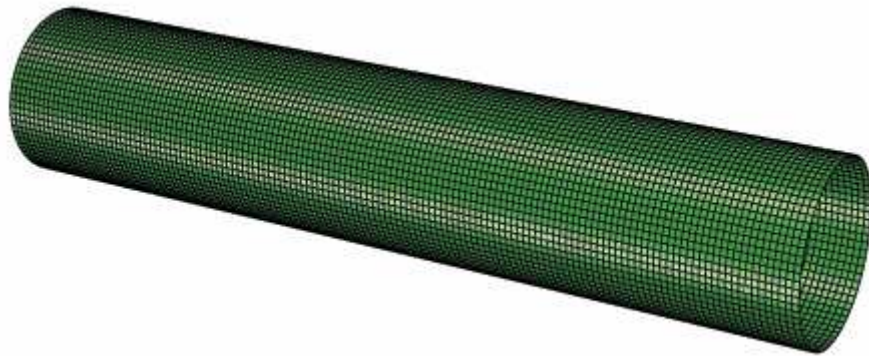


Figura 4.2 Modello e elementi finiti del provino

Parte	Numero elementi	Tipo elemento	Lunghezza caratteristica [m]
Provino	10741	S4R (Shell 4 nodi)	0,003
Massa	100	R3D4 (Rigido 4 nodi)	0,04

Tabella 4.3 Caratteristiche mesh

### 4.3.2 Caratterizzazione laminato di composito

Per agevolare la creazione di zone formate con strati di materiale differenti, la card \*composite layup permette di attribuire a un certo set di elementi creato con la card \*elset una particolare sezione che prevede sovrapposizione di diversi materiali.

Ad ogni strato si può anche attribuire una particolare orientazione rispetto alla parte cui il set di elementi si riferisce.

In questo modo si possono riprodurre zone anche molto complicate senza creare un numero eccessivo di parti e minimizzando le operazioni di creazione della mesh.

Per quanto riguarda il modello sviluppato per riprodurre le prove sperimentali si è creato il set di elementi della parte del cilindro a cui si è fatto riferimento nella card *\*composite layup*, in cui per ogni strato si è specificato lo spessore e la relativa orientazione della lamina posta sul piano medio dello strato e il numero di punti d'integrazione. Per ridurre il costo computazionale si è impostato un solo punto d'integrazione a strato.

L'elemento viene cancellato quando almeno un parametro di danneggiamento raggiunge il valore massimo per ogni punto d'integrazione. Il valore del massimo parametro di danneggiamento viene comunque deciso dall'utente.

### 4.3.3 Condizioni al contorno

Si è vincolata come incastrata, con la card *\*boundary*, una opportuna fascia di nodi all'estremità opposta della zona di impatto con la massa. Il nodo di riferimento della massa si è invece vincolato alle rotazioni e alle traslazioni orizzontali, per evitare la labilità dovuta a gradi di libertà non vincolati senza inerzia.

Con la card *\*predefined field* si è impostata la velocità iniziale di 7 m/s della massa, che nel caso della prima prova era pari a 110 kg.

### 4.3.4 Contatti

Un contatto di tipo *surface to surface* fra massa battente e provino è stato imposto con la card *\*contact pair*.

Usando la card *\*surface behavior* è stato impostato un comportamento in direzione normale di tipo "hard" e con la card *\*friction* un comportamento tangenziale di tipo esponenziale.

Per evitare compenetrazioni fra le zone del provino si è anche imposto un contatto fra la superficie del provino e se stessa, di tipo *self*, con gli stessi parametri del contatto definito fra massa provino.

#### 4.4 Simulazioni senza danneggiamento del materiale composito

Inizialmente al materiale composito è stato attribuito un comportamento elastico senza il danneggiamento, impostando la possibilità di fallimento a sforzo massimo, con i valori limite di Tabella 4.2, successivamente utilizzati anche per il danneggiamento secondo la teoria di Hashin.

Il comportamento emerso dalle simulazioni è fortemente differente dalla realtà, come mostrato in Figura 4.3. Il materiale dovrebbe avere un comportamento fragile e sbriciolarsi all'impatto con la massa.

Alla luce di questo risultato è stato concluso che una corretta modellazione del composito richiede per forza l'implementazione di una teoria adeguata che spieghi l'evoluzione del danneggiamento.

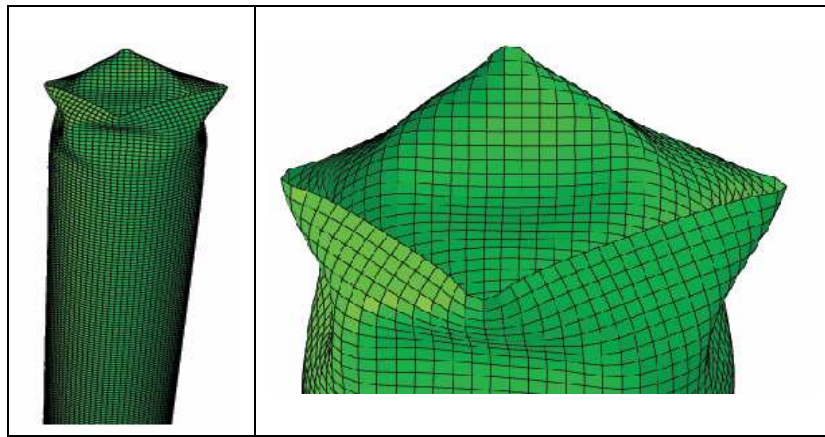


Figura 4.3 Immagini numeriche  $t=0,001$  s dall'impatto per modello senza danneggiamento

#### 4.4 Prova con danneggiamento

Per impostare la proprietà di danneggiamento si sono utilizzate le card \*damage initiation e \*damage evolution e si è richiamato il materiale modificato nella card \*composite layup.

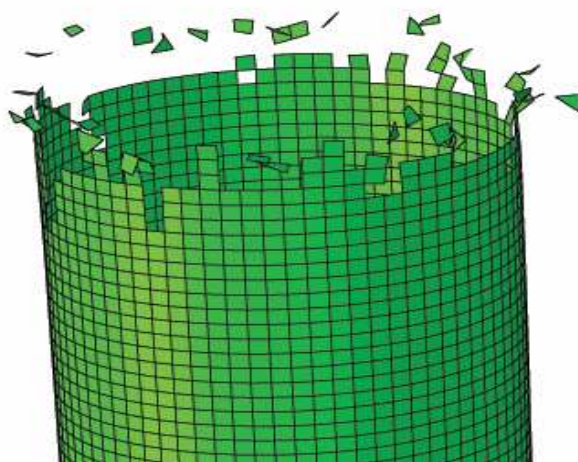
E' stato notato che il comportamento del provino è molto sensibile al valore dell'energia di frattura delle diverse modalità di danneggiamento, come era prevedibile secondo quanto detto nel paragrafo 4.2.

Se si impostano i valori di energia riportati in Tabella 4.2 e reperiti in [22], si ha un comportamento molto fragile del provino che praticamente si sbriciola sotto l'azione della massa come mostrato in Figura 4.4.

I valori inerenti al comportamento elastico del materiale sono stati presi dal *datasheet* del materiale.

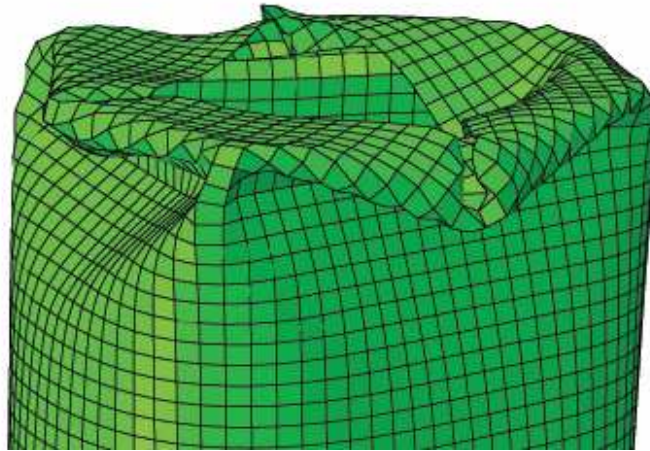
$E_{11}$ [Mpa]	60000
$E_{22}$ [Mpa]	60000
$G_{12}$ [Mpa]	5800
$G_{13}$ [Mpa]	6200
$G_{23}$ [Mpa]	6200
$\nu_{12}$	0.058
$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$1.68(10^{-9})$
$\sigma_{lim.traz.long.}$ [Mpa]	200
$\sigma_{lim.compr.long.}$ [Mpa]	400
$\sigma_{lim.traz.,tras.}$ [Mpa]	200
$\sigma_{lim.compr.long.}$ [Mpa]	400
$\tau_{lim.}$ [Mpa]	80
$G_{frat.fibre\ traz.}$ [N/m]	2
$G_{frat.fibre\ compr.}$ [N/m]	2
$G_{frat.matrice\ traz.}$ [N/m]	2
$G_{frat.matrice\ compr.}$ [N/m]	2

**Tabella 4.4** Dati del materiale utilizzati nella simulazione



**Figura 4.4** Comportamento del provino con energie di frattura reperite in letteratura

A dimostrazione dell'importanza del parametro energia di frattura, si è provato ad utilizzarne dei valori maggiorati di tre ordini di grandezza. Il comportamento del provino è fortemente diverso, come mostrato in Figura 4.5.



**Figura 4.5 Comportamento del provino con valori di energia di frattura maggiorati di tre ordini di grandezza**

#### **4.4 Problemi riscontrati**

Dalle simulazioni condotte è emerso che il modello numerico sviluppato non è in grado di riprodurre l'evento e le simulazioni non raggiungono il termine normale a causa dell'eccessiva distorsione degli elementi.

Del resto non sono presenti metodi per impostare una cancellazione degli elementi troppo distorti, e sui manuali tecnici non si sono trovate opportune indicazioni.

Dato che il solutore utilizzato utilizza un metodo esplicito per l'integrazione temporale ad ogni passo, è soggetto ai ben noti vincoli di stabilità di tutti i metodi espliciti. Il passo temporale dipende però fortemente da alcune lunghezze caratteristiche degli elementi. Un elemento fortemente distorto impone al solutore un limite superiore molto ridotto al passo temporale.

Il solutore, se si imposta la stima *element by element* calcola il passo temporale calcolando la massima frequenza di ogni singolo elemento e prendendo quella maggiore di tutto il modello. Se, invece, si imposta la stima di tipo *global* il solutore calcola il passo temporale attraverso la massima frequenza di tutto il modello nel suo complesso. Di solito la prima soluzione è più restrittiva, ma, anche impostando la seconda, il problema è rimasto.

Alcuni elementi si danneggiano significativamente prima di essere cancellati e l'eccessiva deformazione di questi elementi comporta un passo temporale stabile molto basso.

Per evitare questa circostanza il massimo di ogni parametro di danneggiamento è stato abbassato per fare in modo di cancellare più rapidamente gli elementi più

distorti. In questo modo però il materiale è risultato essere eccessivamente fragile e comunque la simulazione è terminata con errore.

### 4.5 Conclusioni lavoro

Dalle prove sperimentali è emerso che l'incrocio *tipo 6*, anche se più pesante, è il migliore in termini di comportamento a crash. Poche e semplici modifiche alla geometria dell'incrocio base possono quindi aumentare del 40 % l'energia assorbita e l'energia specifica assorbita.

In futuro si potrebbe quindi continuare a migliorare il comportamento dell'incrocio agendo semplicemente sugli spessori delle flange verticali e orizzontali e trovando la combinazione migliore con un programma di ottimizzazione adatto. Si potrebbe cercare di togliere solo parte delle flange orizzontali in modo da preservare un collasso abbastanza controllato e agendo sullo spessore di quelle verticali.

L'accuratezza della modellazione delle giunzioni, come si evince dal capitolo III, dipende fortemente dal modo in cui vengono modellati i ribattini.

Definendo i ribattini come deformabili e utilizzando le rigidzze sperimentali dedotte in [14], le simulazioni hanno fornito risultati molto simili alle prove sperimentali.

Il metodo utilizzato fornito dal software è quindi valido e più veloce rispetto a quello più datato e utilizzato in [13]. Per questo metodo occorre specificare un contatto di tipo *kinematic* per ogni fila di ribattini e per ogni coppia di superfici.

La moltiplicazione dei contatti, che si rende necessaria nel caso di più di una coppia di superfici collegate, potrebbe portare a comportamenti irrealistici delle stesse.

Il metodo utilizzato è invece indipendente dalla mesh delle parti e permette l'utilizzazione del contatto di tipo *general*. Il solutore con questa tipologia impone un contatto di tipo *penalty* fra tutte le parti per cui non ne siano stati definiti altri e sceglie automaticamente in maniera ottimale i coefficienti di peso master-slave riferiti alle due superfici, a beneficio della fedeltà della simulazione.

L'introduzione del materiale composito potrebbe comportare miglioramenti ulteriori al comportamento dell'incrocio, ma per verificarlo occorre risolvere il problema insito nel materiale di tipo *lamina* implementato dal software.

Il problema del passo temporale potrebbe essere in futuro risolto definendo un materiale creato dall'utente attraverso la routine Fortan VUMAT.

In questa routine si definiscono per ogni passo temporale delle variabili di stato richiamate in apposite card e utilizzate per valutare a ogni passo il possibile fallimento degli elementi. In questo modo si avrebbe maggiore padronanza del



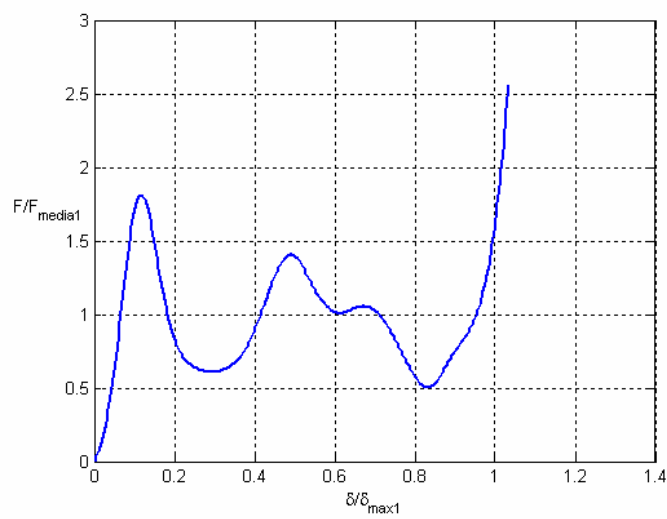
comportamento del materiale e delle operazioni di cancellazione. Resta la difficoltà insita nell'implementazione corretta del danneggiamento.



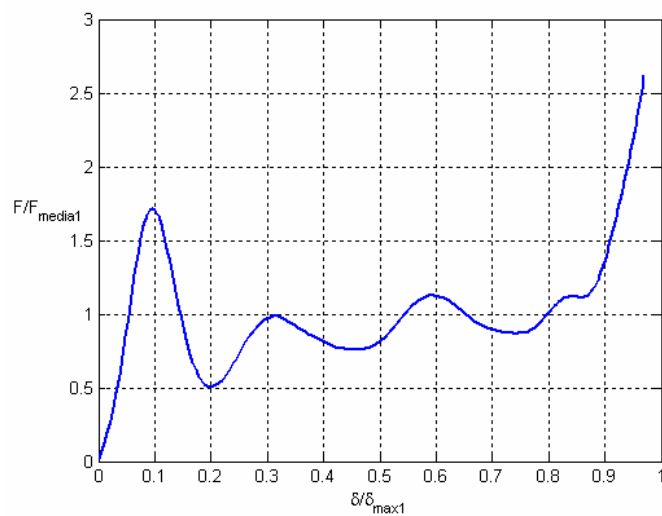
# Appendice A

Vengono presentati in questa appendice i risultati di tutte le prove sperimentali eseguite sugli incroci. Nel capitolo 3 vengono invece presentati i risultati mediati dei test eseguiti per ogni incrocio.

## A.1 Incrocio1

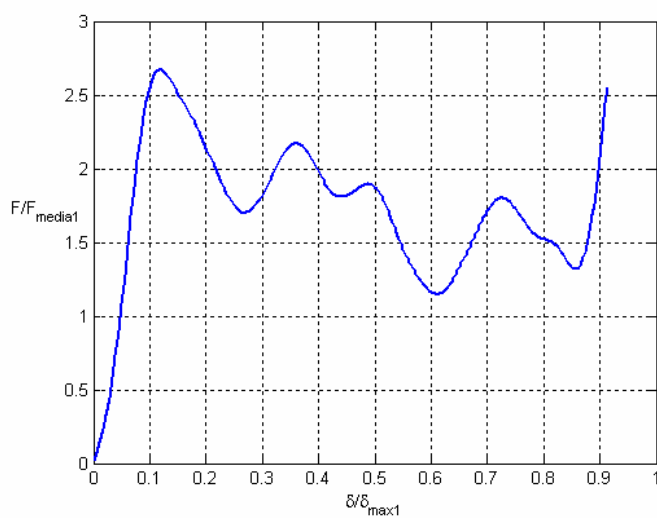


**Figura A.2 Forza vs schiacciamento incrocio 1 test 1**

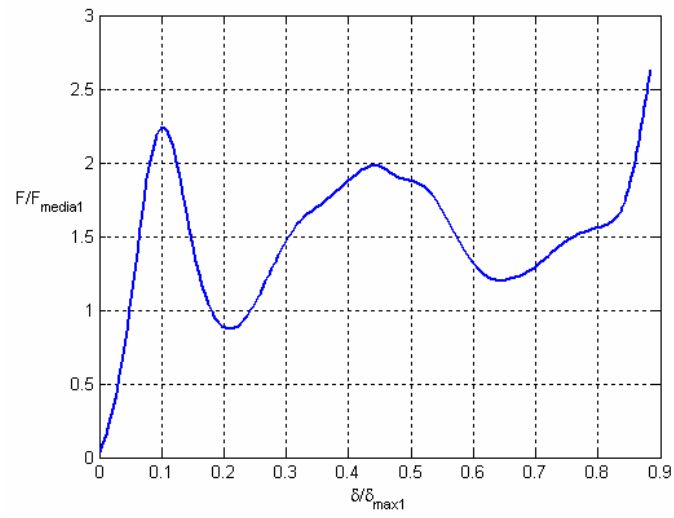


**Figura A.2 Forza vs schiacciamento incrocio 1 test 2**

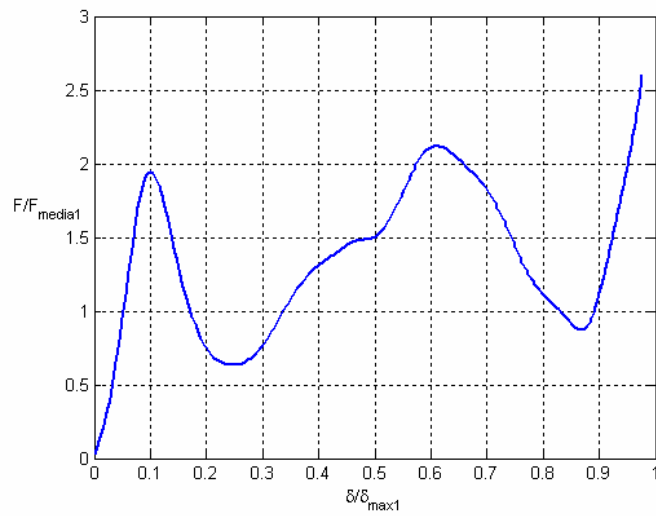
### A.2 Incrocio 2



**Figura A.3 Forza vs schiacciamento incrocio 2 test 1**

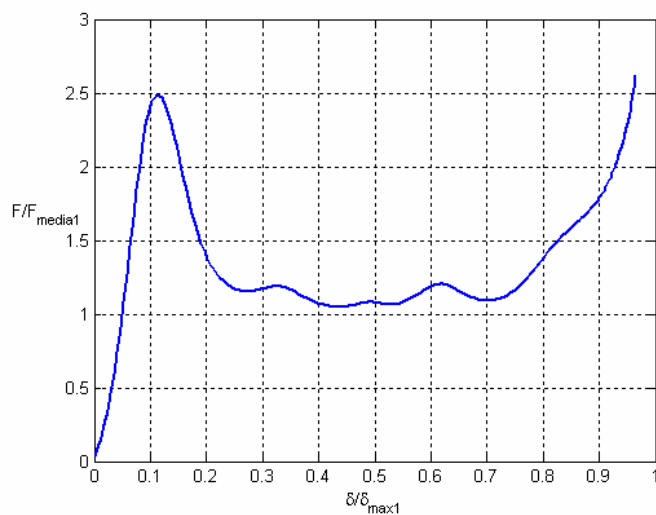


**Figura A.4 Forza vs schiacciamento incrocio 2 test 3**

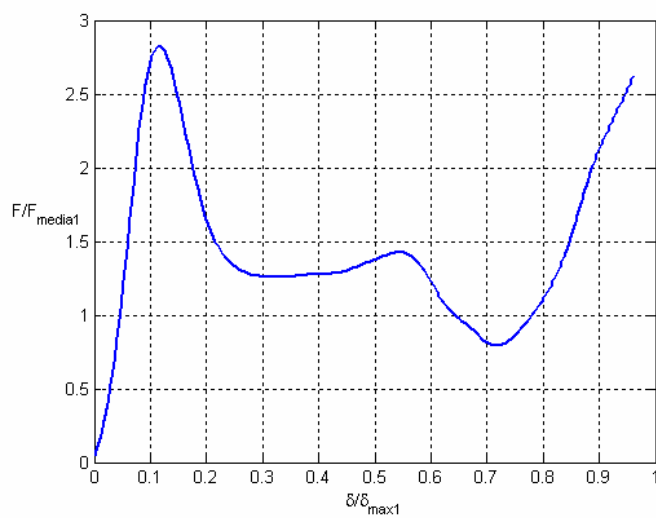


**Figura A.5 Forza vs schiacciamento incrocio 2 test 3**

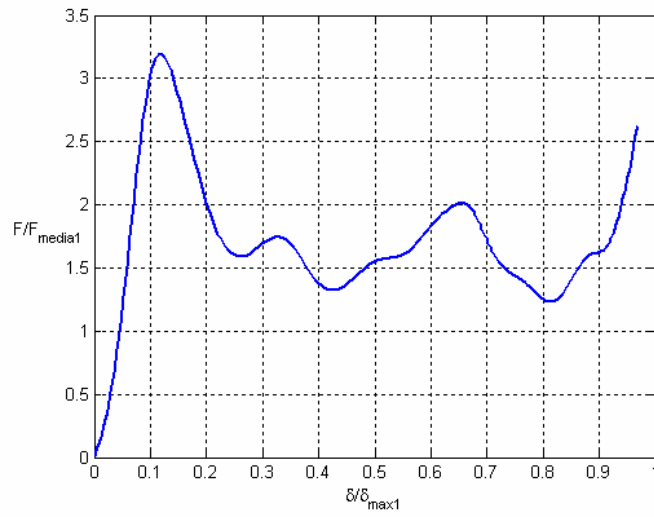
### A.3 Incrocio 3



**Figura A.6 Forza vs schiacciamento incrocio 3 test 1**

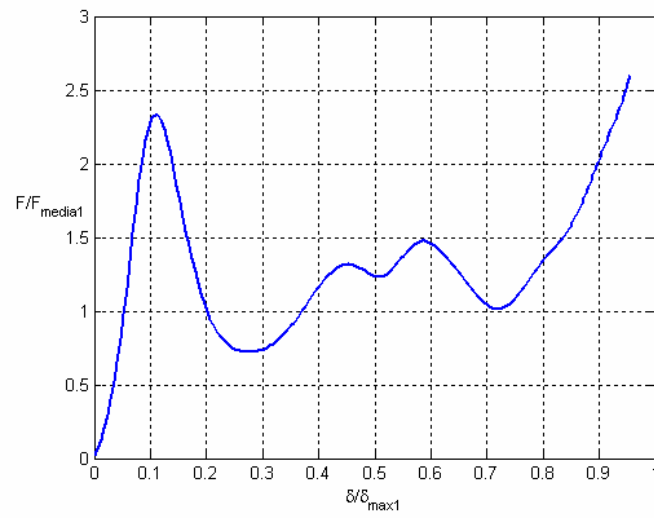


**Figura A.7 Forza vs schiacciamento incrocio 3 test 2**

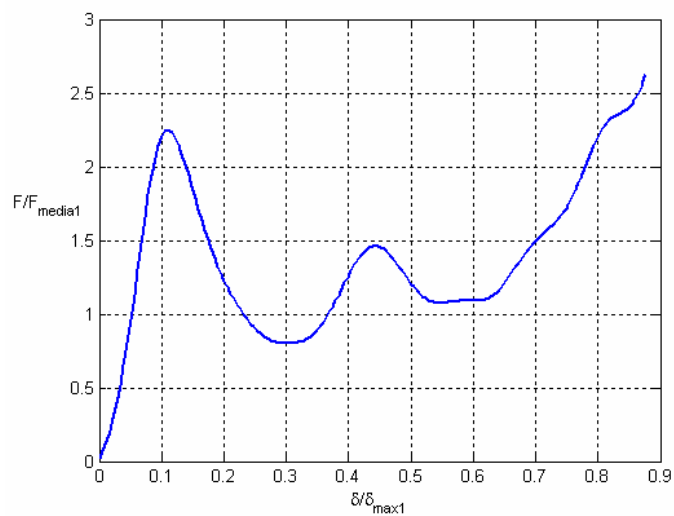


**Figura A.8 Forza vs schiacciamento incrocio 3 test 3**

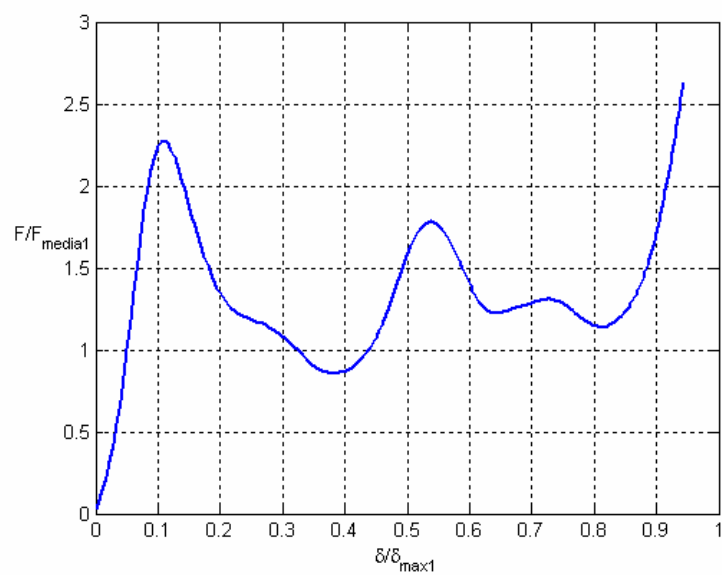
**A.4 Incrocio 4**



**Figura A.9 Forza vs schiacciamento incrocio 4 test 1**



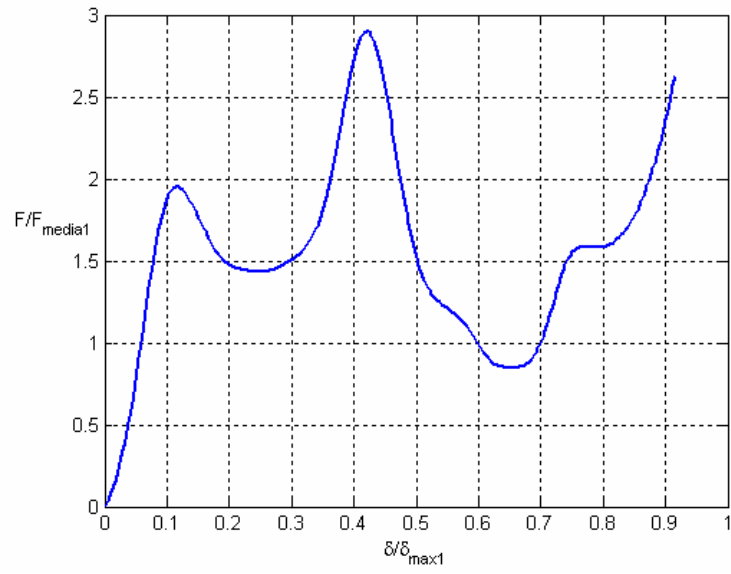
**Figura A.10 Forza vs schiacciamento incrocio 4 test 2**



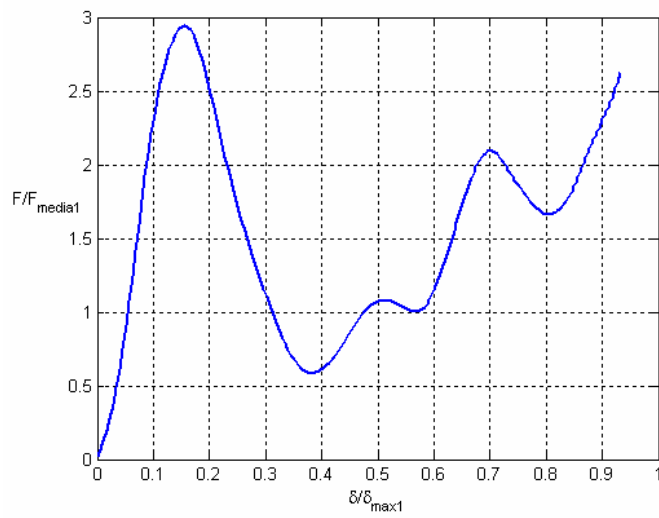
**Figura A.11 Forza vs schiacciamento incrocio 4 test 3**



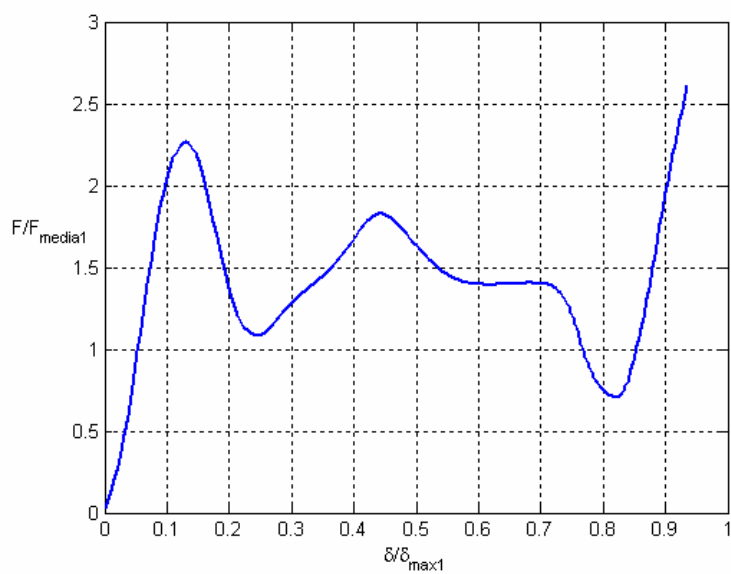
**A.5 Incrocio 5**



**Figura A.12 Forza vs schiacciamento incrocio 5 test 1**

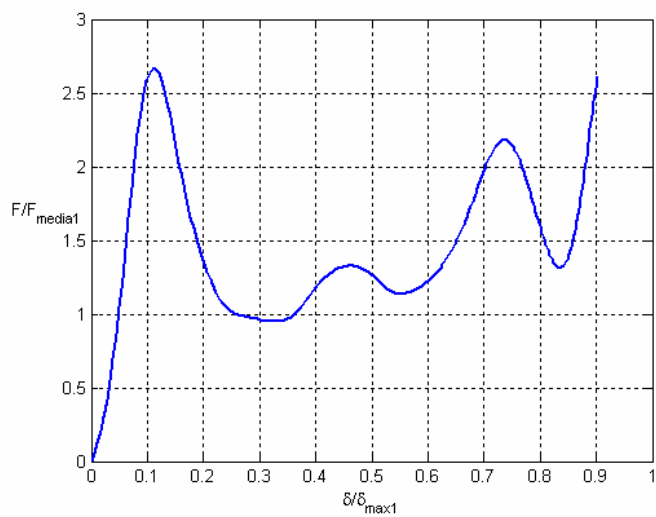


**Figura A.13 Forza vs schiacciamento incrocio 5 test 2**

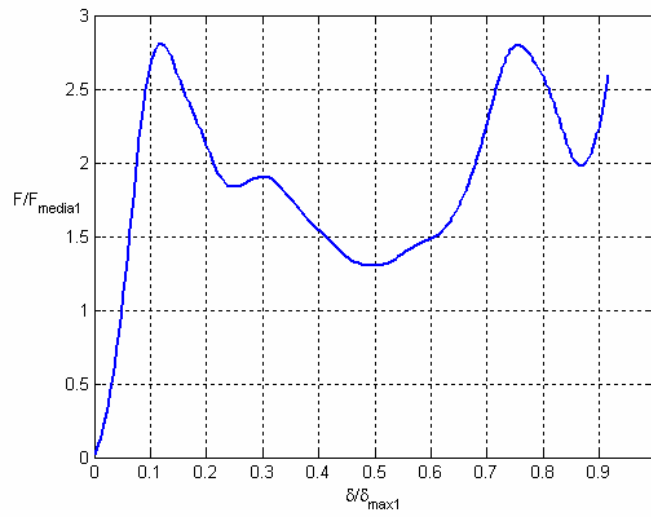


**Figura A.14 Forza vs schiacciamento incrocio 5 test 3**

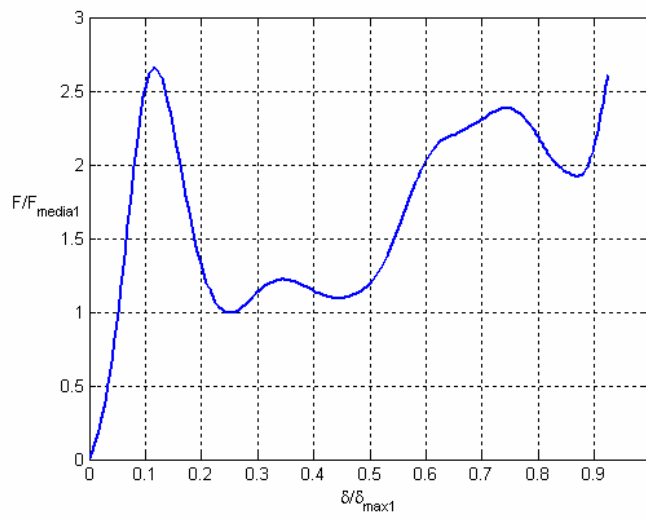
### A.6 Incrocio 6



**Figura A.14 Forza vs schiacciamento incrocio 6 test 1**



**Figura A.15 Forza vs schiacciamento incrocio 6 test 2**



**Figura A.16 Forza vs schiacciamento incrocio 6 test 3**

Incrocio	Test	$F_{\max}$	$F_{\text{media}}$	$a_{\max}$	$a_{\text{media}}$	E	$E_s$	$\eta$	$\eta_s$
1	1	1.776	0.986	1.829	0.985	1.018	1.018	1.02	1.032
	2	1.669	1.012	1.715	1.013	0.981	0.981	1.021	0.969
2	1	2.677	1.731	2.79	1.781	1.58	1.559	1.709	0.912
	2	2.22	1.507	2.303	1.542	1.332	1.314	1.518	0.883
	3	1.94	1.35	2.003	1.374	1.319	1.302	1.371	0.976
3	1	2.294	1.353	2.595	1.377	1.306	1.305	1.364	0.965
	2	2.831	1.452	2.956	1.483	1.396	1.396	1.355	0.961
	3	3.193	1.722	3.342	1.771	1.667	1.667	1.425	0.968
4	1	2.303	1.309	2.391	1.33	2.251	1.204	1.329	0.955
	2	2.262	1.385	2.347	1.411	1.213	1.168	1.394	0.876
	3	2.285	1.343	2.372	1.367	1.267	1.219	1.353	0.942
5	1	2.899	1.555	3.027	1.593	1.423	1.646	1.417	0.915
	2	2.94	1.554	3.072	1.592	1.45	1.677	1.396	0.933
	3	2.272	1.424	2.358	1.453	1.331	1.539	1.442	0.934
6	1	2.654	1.457	2.766	1.488	1.315	1.277	1.446	0.902
	2	2.816	1.878	2.939	1.938	1.722	1.673	1.762	0.916
	3	2.654	1.663	2.766	1.708	1.537	1.493	1.656	0.924

**Tabella A.1 Tabella riassutiva risultati sperimentali**

## Elenco simboli

S	Spostamento (cap.II), spessore lamiera collegate (cap.III)
V	Velocità
$F_{max}$	Forza massima
$F_{media}$	Forza media
$a_{max}$	Accelerazione massima
$a_{media}$	Accelerazione media
E	Energia assorbita
$E_s$	Energia assorbita specifica
H	Efficienza
$\eta_s$	Efficienza di schiacciamento
$A_{nodo,i}$	Area dell'elemento adiacente di competenza del nodo
$c_i$	Coefficiente di partecipazione elemento della superficie collegata
$F_{snerv.taglio}$	Forza di snervamento a taglio
$F_{rott.assiale}$	Forza di rottura assiale
$F_{rott.taglio}$	Forza di rottura a taglio
$S_{plast.rott.assiale}$	Spostamento plastico di rottura assiale
$S_{plast.rott.taglio}$	Spostamento plastico di rottura a taglio
$D_{11}$	Elasticità a taglio direzione 1
$D_{22}$	Elasticità a taglio direzione 2
$D_{33}$	Elasticità assiale
$X_T$	Massimo sforzo a trazione in direzione delle fibre
$X_C$	Massimo sforzo a compressione in direzione delle fibre
$Y_T$	Massimo sforzo a trazione in direzione trasversale alle fibre
$Y_C$	Massimo sforzo di compressione in direzione trasversale alle fibre
$S_L$	Massimo sforzo di taglio
$\sigma_{11}$	Sforzo in direzione delle fibre
$\sigma_{11}$	Sforzo in direzione trasversale alle fibre
T	Sforzo di taglio
$d_m$	Parametro di danneggiamento matrice
$d_f$	Parametro di danneggiamento fibre
$d_s$	Parametro di danneggiamento a taglio

---

## Bibliografia

- [1] Dispense corso di sicurezza passiva, Dipartimento di Ingegneria Aerospaziale-Politecnico di Milano.
- [2] Denis F. Shanahan, Basic principles of helicopter crashworthiness, United states Army Aeromedical Research Laboratory, February 1993.
- [3] Karen E. Jackson, Richard L. Boitnott, Edwin L. Fasanella, A History of Full-Scale Aircraft and Rotorcraft Crash Testing and Simulation at NASA Langley Research Center, U.S. Army Research Laboratory.
- [4] Luigi-M L Castelletti, Emanuele Fracasso, Marco Anghileri Seat Absorber Optimisation With Regard to Different Body-sizes Passengers, Dipartimento di Ingegneria Aerospaziale-Politecnico di Milano.
- [5] Chiara Bisagni, Retrofit design of a crashworthy subfloor for a commuter aircraft, Dipartimento di Ingegneria Aerospaziale-Politecnico di Milano.
- [6] Chiara Bisagni, Experimental investigation of the collapse modes and energy absorption characteristics of composite tubes, Dipartimento di Ingegneria Aerospaziale-Politecnico di Milano, Febbraio 2009.
- [7] Luigi M L Castelletti, Marco Anghileri, Edoardo Francesconi, Helicopter subfloor-integrated fuel-tank crashworthiness, 25th international congress of aeronautical sciences, 2006.
- [8] Paolo Astori, Crashworthiness.
- [9] C. Caprile, G. Janszen, M. Morandini, Study of the effects of a particular fuel tank filler in crash environment, Dipartimento di Ingegneria Aerospaziale-Politecnico di Milano.
- [10] A. Airoidi, Proprietà significative delle leghe leggere di alluminio nella progettazione ad assorbimento di energia nella progettazione delle strutture aeronautiche.
- [11] Alessandro Airoidi, Gerardus Janszen, A design solution of a crashworthy landing gear with a new triggering mechanism for the plastic collapse of metallic tubes, Dipartimento di Ingegneria Aerospaziale-Politecnico di Milano, Gennaio 2005.

[12] L. Lanzi, A. Airoidi, E.C. Chirwa Numerical Techniques for Design of Crashworthy Subfloors, Dipartimento di Ingegneria Aerospaziale-Politecnico di Milano, Bolton Institute.

[13] F. Invernizzi, E. Masiero, S. Poggi, A. Milanese, E. Francesconi, M. Anghileri, L-M L Castelletti, Helicopter subfloor structure design adopting a combined Abaqus/explicit-Krash approach, Dipartimento di Ingegneria Aerospaziale-Politecnico di Milano, Agusta Westland-Cascina costa, Milano.

[14] F. Previtali, M. Anghileri, Luigi M-L Castelletti, A. Milanese, Combined Numerical/Experimental Approach for Rivet Strength Assessment, Dipartimento di Ingegneria Aerospaziale-Politecnico di Milano.

[15] Chiara Bisagni, cecilia Mirandola, Experimental end Numerical Investigation of Composite Helicopter Cruciform Element, Dipartimento di Ingegneria Aerospaziale-Politecnico di Milano.

[16] Chiara bisagni ,Dinamic buckling of fibers composite shells under impulsive axial compression, Dipartimento di Ingegneria Aerospaziale-Politecnico di Milano, July 2004.

[17] Marco Anghileri, Luigi-M L Castelletti, Emanuele Fracasso, A. Milanese, G.Moretti Seat, Sviluppo do una macchina per prove di trazione veloce, Dipartimento di Ingegneria Aerospaziale-Politecnico di Milano.

[18] Z. Hashin, A. Rotem, "A Fatigue Criterion for Fiber-Reinforced Materials," Journal of Composite Materials, 1973

[19] Z. Hashin, "Failure Criteria for Unidirectional Fiber Composites," Journal of Applied Mechanics, 1980

[20] A. Matzenmiller, J. Lubliner, and R. L. Taylor, "A Constitutive Model for Anisotropic Damage in Fiber-Composites," Mechanics of Materials, 1995

[21] P. P. Camanho, C. G. Davila, "Mixed-Mode Decohesion Finite Elements for the Simulation of Delamination in Composite Materials, 2002

[22] Simone Cantoni, Stefano Dolci, Davide Eralti, Davide Aldo Falzoni, Davide Lumassi, Modellazione dei materiali compositi, Relazione del corso di sicurezza passiva tenuto dal prof Anghileri

[23] Simulia Abaqus 6.9 Analysis User's Manual



