



UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
DI PADOVA

UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PADOVA

Dipartimento di Ingegneria Industriale DII

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

SVILUPPO E VALIDAZIONE METODOLOGIA PER DROP TEST SU DISPOSITIVI
PROTEZIONE CONDUCENTE MEDIANTE CALCOLO ESPlicito

Relatore: Prof. Massaro Matteo

Correlatore: Dr. Ing. Bonelli Giovanni Paolo

Laureando: Mardegan Alessandro 1108661

Anno Accademico 2017/2018

Indice

1	INTRODUZIONE	3
1.1	Toyota Material Handling Manufacturing Italia	3
1.2	Il Carrello Elevatore	5
1.2.1	Normativa	7
1.2.2	FOPS (Falling Object Protection Systems) e ROPS (Roll Over Protection Systems)	8
1.2.3	Normativa Drop Test	10
2	MODELLO TEORICO/FEM	13
2.1	Caratterizzazione e differenze tra algoritmo implicito ed esplicito	13
2.1.1	Integrazione implicita	13
2.1.2	Integrazione esplicita	13
2.2	Timestep/onde di propagazione su solidi (timestep critico	14
2.3	Osservazioni e caratteristiche sui metodi diretti di integrazione	15
2.3.1	Osservazioni sulle matrici	15
2.4	Caratteristiche mesh per calcolo esplicito	17
2.5	Mass scaling	20
2.6	Energia di Hourglass (HG)	21
2.7	Tipologia contatti	23
3	CONVERGENZA FEM	27
3.1	Simulazioni per convergenza	27
3.1.1	Cubo su piastra: $E=f(\text{taglia elemento})$	27
3.1.2	Cubo su piastra mass scaling	29
4	TEST DI VALIDAZIONE	31
4.1	Primo test validazione: geometria di partenza	31
4.2	Caratterizzazione del materiale	34
4.3	Risultati FEM - posizionamento estensimetri	36

5	TEST SU OHG	47
5.1	MODELLI FEM	47
5.1.1	OHG 1	52
5.1.2	OHG 2	55
5.1.3	OHG 3	56
5.2	Drop Test OHG	57
5.2.1	Drop Cube Test test	58
5.2.2	Impact test	59
5.3	Risultati Drop Cube Test - Impact Test	60
6	CONCLUSIONI	63
6.1	Compatibilità tra simulazione e test sperimentale	63
6.2	Sviluppi futuri	65
6.2.1	Prototipazione in materiale polimerico	65
6.2.2	Sottomodellazione	66
7	APPENDICE	67
8	BIBLIOGRAFIA	79

Capitolo 1

INTRODUZIONE

1.1 Toyota Material Handling Manufacturing Italia



Figura 1.1: TMHMI[24]

[23]L'azienda denominata Toyota Material Handling Manufacturing Italia è leader mondiale nel reparto dei carrelli elevatori; venne avviata nel 1942 con il nome di Carrellificio EMiliano Lodi S.R.L. .

Successivamente, con l'acquisizione da parte della famiglia Maccaferri, la ragione sociale diviene CESAB (Carrellificio Emiliano S.p.A.). La produzione si concentra su carriele e carrelli per facchini, per poi passare a carrelli ferroviari e montacarichi a mano.

Nel 1951 CESAB produce il primo carrello elevatore elettrico e nel 1954 il primo carrello elevatore endotermico. L'azienda si dedica allo sviluppo tecnico e alla diffusione commerciale di questi mezzi, soprattutto nelle industrie alimentari ed ortofrutticole.

Nel decennio 1970 - 1980 con la diffusione capillare in Italia e all'estero di strutture in grado di supportare vendita e assistenza tecnica, consolidano il marchio CESAB sul

mercato.

Nello stesso anno dalla joint venture tra CESAB e BT Italia prende vita BTCesab, oggi Toyota Material Handling Italia, la commerciale italiana che distribuisce entrambe le gamme di prodotto.

2001

BT Industries, leader svedese nella produzione di carrelli da interno, acquisisce CESAB; pochi mesi dopo, Toyota Industries Corporation acquisisce a sua volta BT Industries: CESAB entra così a far parte del mondo Toyota.

2005

CESAB acquisisce LTE (Lift Truck Equipment) azienda di Ostellato produttrice italiana di montanti per carrelli.

Nel 2006 nasce Toyota Material Handling Europe (TMHE) che raccoglie nella sua



Figura 1.2: TMHMI_FR_GR [23]

struttura la gestione operativa del gruppo per il mercato europeo. Composta da tre poli produttivi e da una rete commerciale distribuita su tutto il territorio europeo, TMHE offre la gamma completa dei carrelli controbilanciati a marchio TOYOTA e CESAB i carrelli da magazzino BT.

2009

Viene creata la nuova organizzazione commerciale CESAB Material Handling Europe (CMHE) con l'obiettivo di rafforzare la rete di vendita a livello europeo dei carrelli elevatori a marchio CESAB.

2016

A partire dal mese di aprile CESAB Carrelli Elevatori S.p.A. cambia il proprio nome in Toyota Material Handling Manufacturing Italy S.p.A. . Questa modifica completa il processo di integrazione con il gruppo Toyota.

Toyota Material Handling Europe acquisisce una quota maggioritaria di SIMAI, azienda milanese tra i leader italiani nella progettazione e produzione di trattori industriali.

1.2 Il Carrello Elevatore

[28] Il carrello elevatore è un attrezzatura che permette di soddisfare diverse esigenze legate alla movimentazione di merci, palettizzate e non, in modo funzionale e rapido. L'utilizzo del carrello elevatore richiede la massima attenzione ed il rispetto di precise regole da parte dell'operatore, in quanto manovre o comportamenti impropri possono causare conseguenze anche particolarmente gravi, sia alla propria che all'altrui incolumità.

Il carrello elevatore è una macchina progettata e costruita per sollevare e trasportare carichi di materiale.

Tra le diverse tipologie di carrello, quello a forche è il più diffuso e strutturalmente più completo.

Il carrello elevatore a forche è un mezzo autonomo, progettato per movimentare carichi disposti al di fuori della propria base di appoggio, in figura 1.6.

Il carico normalmente è sistemato su una pedana chiamata pallet che dispone di aperture nelle quali si introducono le forche.

Nella configurazione proposta, in figura 1.3, l'assale anteriore è fisso mentre l'assale

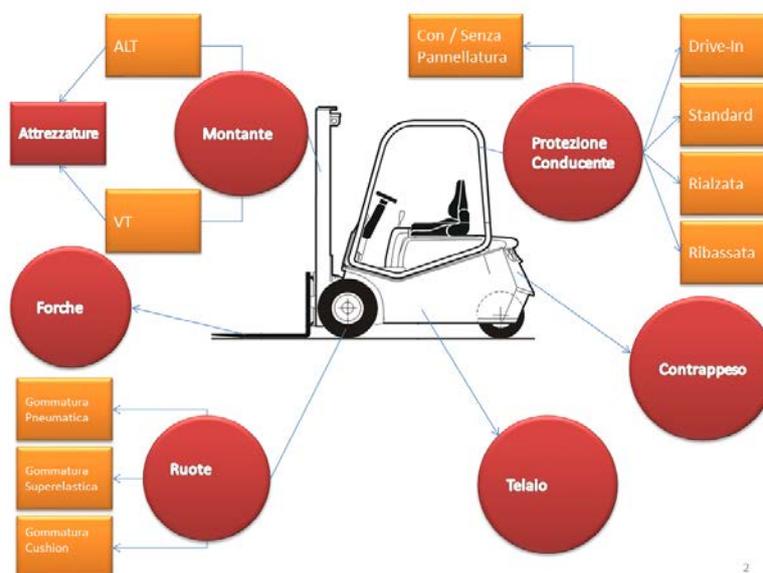


Figura 1.3: Carrello Elevatore [23]

posteriore è incernierato per consentire la sterzata.

Nella parte anteriore del mezzo si trova il gruppo di sollevamento (montante) che ha la possibilità di inclinarsi effettuando il moto di brandeggio.

I carrelli possono essere alimentati in modo diverso in funzione del lavoro da svolgere e alla tipologia ambientale in cui operano. Si distinguono carrelli a trazione elettrica, particolarmente adatti in luoghi chiusi non rilasciando scarichi inquinanti, e a trazione

endotermica, utilizzati generalmente all'aperto.

Parti fondamentali:

- Il montante è il gruppo verticale, posto anteriormente alla macchina, per la movimentazione dei carichi. E' composto da una serie telescopica di profilati in acciaio che hanno la possibilità di sfilarsi e rientrare variando l'altezza da terra. Nel profilato interno scorre una piastra per l'attacco delle forche o per accessori speciali.
- Quando l'operatore porta la leva di comando in posizione di sollevamento, un cilindro idraulico e un sistema di catene estendono i profilati e sollevano la piastra, le forche e il carico all'altezza voluta.
- Generalmente i montanti sono concepiti per lavorare ad una altezza variabile dal livello del pavimento fino a $4 \div 5$ metri . In casi speciali si possono movimentare carichi fino ad altezze di oltre 12 metri.
- I pneumatici vengono scelti in funzione della superficie su cui opera il carrello. Per lavorare all'interno su pavimenti lisci, sono preferibili gommature di tipo cushion, mentre per pavimentazioni dissestate o per esterno sono utilizzate gomme pneumatiche o superelastiche
- Lo sterzo agisce sulle ruote posteriori consentendo una migliore manovrabilità alle basse velocità.

L'assale anteriore, trovandosi più vicino al carico, alleggerirà le ruote posteriori consentendo una sterzata più agevole.

Durante l'attività operativa il carrello elevatore è sottoposto ad un insieme di sollecitazioni che possono influenzarne la stabilità e quindi la sicurezza.

Ribaltamento del carrello

[28]Le principali cause del ribaltamento del carrello sono determinate:

- dal sovraccarico
- dallo spostamento del carico

Per sovraccarico si intende il superamento del peso stabilito dalla portata del carrello. Per spostamento del baricentro si intende l'aumento della distanza tra il baricentro del carico ed il piano frontale delle forche.



Figura 1.4: Stabilità del carrello[23]

Prevenzione dei rischi di ribaltamento

[28] Al fine di ridurre i rischi è necessario che i carrelli elevatori siano realizzati e attrezzati in conformità con le norme di legge e di buona tecnica.

Il carrello viene dotato del dispositivo protezione conducente anche chiamato OHG (OverHead Guard) definita come la struttura atta ad impedire il ribaltamento del carrello elevatore e concepita in modo tale da lasciare, in caso di ribaltamento del mezzo, uno spazio sufficiente tra il suolo e talune parti del carrello stesso per proteggere l'operatore a bordo.

Deve essere predisposta inoltre una struttura che trattenga l'operatore sul sedile del posto di guida per evitare che in caso di ribaltamento possa rimanere intrappolato.

1.2.1 Normativa

[3] [4] [5] La progettazione di macchine nel settore industriale rappresenta il *trait d'union* tra lo sviluppo prestazionale in termini di efficienza e l'aspetto della sicurezza.

Gli enti normatori pongono degli obiettivi sul criterio di accettabilità per la sicurezza rappresentando una sfida sul raggiungimento del target con il metodo che vada a massimizzare le prestazioni limitando i costi.

La sicurezza nelle macchine operative non dev'essere trascurata in quanto, nel settore delle movimentazioni industriali, vengono sollevati carichi elevati che comportano un forte rischio sia per la vita d'esercizio della macchina che per il rischio dell'operatore. Nell'ideologia Toyota la sicurezza è al primo posto, si può pensare alla sicurezza come l'operazione di correzione dovuta all'inesperienza legata a tutti quei fenomeni prevedibili o meno che portano all'insorgenza di difettosità o nel caso peggiore al cedimento strutturale. Lo stato di competenza è una variabile non trascurabile e a questo proposito viene utilizzata l'esperienza tecnica contenuta nelle norme.

E' così che sono state sviluppate e approvate le norme OECD. Il primo Codice Standardizzato Ufficiale per i macchinari agricoli approvato nel 21 Aprile 1959 dal congresso del OEEC (Organisation for European Economic Co-operation) da cui venne chiamato

OECD (Organization for Economic Co-operation and Development).

Il codice OECD è attualmente composto di 9 parti così suddivise:

- Codice 2: Prestazioni delle macchine agricole
- Codice 3: Resistenza delle strutture di protezione per macchine agricole standard (caso dinamico)
- Codice 4: Resistenza delle strutture di protezione per macchine agricole standard (caso statico)
- Codice 5: Riduzione del rumore in luogo della postazione di guida
- Codice 6: Resistenza delle strutture di protezione anteriore anti-ribaltamento su macchine agricole a carreggiata stretta
- Codice 7: Resistenza delle strutture di protezione posteriore anti-ribaltamento su macchine agricole a carreggiata stretta
- Codice 8: Resistenza delle strutture di protezione su macchine agricole
- Codice 9: Resistenza delle strutture di protezione su sollevatori telescopici
- Codice 10: Resistenza delle strutture di protezione all'impatto di oggetti in caduta libera su macchine agricole

Dal codice del 1959 sono state approvati oltre 2750 test sulle prestazioni delle macchine agricole, con oltre 10800 varianti di trattori testati per quanto riguarda la sicurezza sulla protezione anti-ribaltamento e nella riduzione del rumore.

I test proposti dall'OECD sono garantiti a livello nazionale dalla cooperazione con il centro di coordinamento per test.

L'importanza del codice ha fatto sì che l'innovazione tecnica portasse ad un continuo miglioramento suscitando interesse a livello industriale ed economico con l'ambizione di arrivare ad un livello di qualità prossimo alle norme ISO 9000 e similari. Allo stato attuale 26 paesi sono membri dell'OECD .

1.2.2 FOPS (Falling Object Protection Systems) e ROPS (Roll Over Protection Systems)

[3] [4] [5] In particolare nel Codice 4 sono proposti dei metodi per la verifica delle OHG, in riferimento all'ambito delle macchine agricole ma aprendo la strada per tutti i macchinari industriali semoventi.

Per i veicoli motorizzati aventi almeno due assali su ruote o cingoli, sono progettati per compiere le operazioni primarie nel campo dell'agricoltura e nell'utilizzo all'aperto:

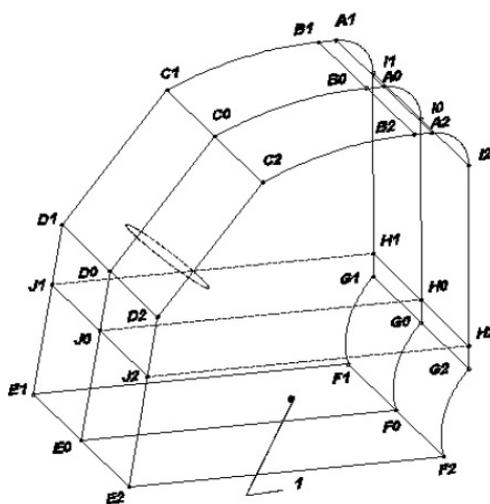
operazione di movimentazione di rimorchi

operazioni di movimentazione, trasporto o utilizzo di attrezzature agricole o per uso ambientale sia nel caso in cui la macchina agricola sia in condizioni stazionarie o in marcia.

Le strutture anti-ribaltamento (siano esse cabine di sicurezza oppure un telaio composto da profilati) verranno chiamate dispositivi di protezione o OHG in quanto devono assolvere la funzione di eliminare o limitare il rischio dell'operatore associato al normale utilizzo della macchina.

La struttura anti-ribaltamento è caratterizzata da uno spazio operativo che deve essere sufficientemente esteso per garantire la protezione del conducente, quando è seduto nella postazione di guida.

La zona chiamata di tolleranza o di spazio operativo è definita dalla conoscenza del SIP (Seat Index Point) determinato in accordo con ISO 5353:1995 Nel caso di postazione



1 – Seat index point

Figura 1.5: Definizione Seat Index Point [4]

regolabile longitudinalmente, il sedile dovrà essere portato nella posizione più arretrata.

Nel caso lo schienale sia regolabile deve essere posizionato nella posizione ad inclinazione media.

Nel caso il sedile sia dotato di dispositivi ammortizzanti questi devono essere bloccati in una posizione intermedia a meno che non sia sconsigliato dal costruttore.

La zona operativa è definita in figura, ed è definita in funzione del SIP. Il piano di riferimento è definito come il piano che ha come giacitura l'asse longitudinale della macchina operativa passante per il SIP e il centro dello sterzo. Questo piano può traslare orizzontalmente con il sedile e il volante rimando ortogonale all'asse verticale della macchina operatrice.

Il superamento del test FOPS prevede che la struttura, sollecitata da cilindri idraulici che simulano i carichi equivalenti al ribaltamento, superi la soglia di energia minima normata.

Il test FOPS (Falling Object Protection Systems) viene organizzato disponendo un impattore sferico all'altezza prevista da normativa e lasciato in caduta libera per colpire la protezione. Il test si ritiene superato se fissato un valore di energia minima la struttura assorbe l'energia senza raggiungere il limite di rottura e senza invadere la zona operativa.

1.2.3 Normativa Drop Test

[27]Secondo normativa ANSI B56.1 2012 la procedura da seguire per i test di impatto su carrelli elevatori aventi un sistema di protezione conducente con seduta prevede:

Cube Drop Test

Test di impatto con i cubi:

Cube Impact Test

La protezione conducente fissata a telaio, eventualmente fissata rigidamente (caso peg-

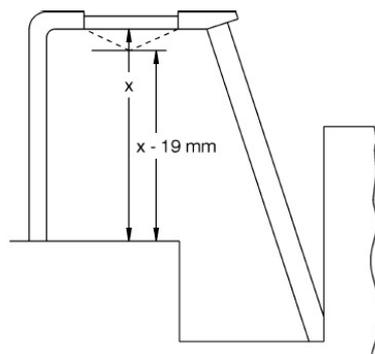


Figura 1.6: Livelli energia Impact Test[27]

giorativo), deve essere assoggettata alla caduta libera di 10 impattori in legno di massa pari a 45 kg ad un'altezza di 1525 mm .

Gli impattori raccordati agli spigoli con un raggio di raccordo pari a 10mm, non dovranno cadere colpendo di spigolo, condizione di annullamento della prova. Il test

prevede che i cubi vengano centrati nel SIP coprendo un'area circoscritta da una circonferenza di 600 mm di diametro .

Terminato il test non devono essere presenti segni di frattura o di cedimento; seguirà la verifica affinché dopo il decimo colpo la deformazione massima non sia superiore a 19 mm .

Impact Test

Impact Test Dopo aver eseguito il Drop Cube Test si procede facendo cadere una ca-

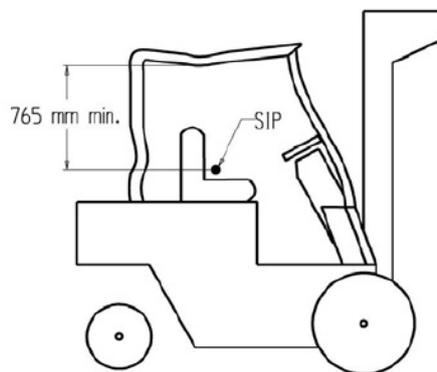


Figura 1.7: Accettabilità Impact Test[27]

tasta realizzata da assi di legno aventi sezione trasversale 40x90mm di lunghezza 3600 ÷ 3700 mm.

Verranno posti ad un'altezza in funzione del tonnellaggio in figura 1.8 Dopo aver ese-

Truck rated Capacity at a 600 mm Load Center	Impact Test Energy, J [Note (1)]	Minimum Weight of Test Load, kg
1 360 kg and under	5 400	340
1 361 kg to 2 270 kg	10 800	680
2 271 kg to 3 630 kg	21 760	1 360
3 361 kg to 6 350 kg	32 640	1 360
6 351 kg to 11 300 kg	43 520	1 360
11 301 kg and over	48 960	1 360

NOTE:

$$(1) \text{ Drop distance in m} = \frac{\text{energy in joules}}{9.8 \times \text{actual weight of test load in kg}}$$

Figura 1.8: Livelli energia Impact Test[27]

guito il test si ritiene passato con successo se la distanza tra il punto più deformato (entro 600mm dal SIP) e la posizione del SIP è superiore a 765mm.

Capitolo 2

MODELLO TEORICO/FEM

2.1 Caratterizzazione e differenze tra algoritmo implicito ed esplicito

2.1.1 Integrazione implicita

[26] Per l'integrazione diretta implicita il solutore di ANSYS risolve l'equazione della dinamica utilizzando l'algoritmo di Newmark approssimato (o metodi più avanzati chiamati HHT).

Per problemi lineari, l'integrazione diretta implicita è incondizionatamente stabile per una scelta dei parametri di integrazione. Il tempo del timestep varierà per soddisfare la convergenza del metodo.

Per problemi non lineari:

- La soluzione è ottenuta usando una serie di approssimazioni lineari (metodo di Newton-Raphson), quindi ogni timestep può richiedere più iterazioni per raggiungere l'equilibrio.
- La soluzione richiede l'inversione della matrice di rigidezza dell'equazione generale della dinamica.
- Possono essere richiesti molti timestep ad ampiezza limitata.
- La convergenza non è garantita per problemi fortemente non lineari.

2.1.2 Integrazione esplicita

[26] Il solutore Explicit Dynamics del software ANSYS utilizza il metodo di integrazione diretta alle differenze centrali (spesso ricondotto al metodo Leapfrog).

Ipotizzando un elemento sollecitato da una forza (impressa da tensioni interne, contatti, oppure dalle condizioni al contorno) l'accelerazione nodale viene calcolata dal rapporto tra la forza nodale e la massa sommando le accelerazioni dovute alle forze di inerzia, ovvero:

$$\ddot{x}_i = \frac{F_i}{m} + b_i \quad (2.1)$$

Dove:

\dot{x}_i sono le componenti della velocità nodale

F_i sono le forze agenti sui nodi

b_i sono le componenti delle accelerazioni del corpo

m la massa del corpo.

Note le accelerazioni all'istante n , le velocità all'istante $n + \frac{1}{2}$ sono ricavate da:

$$\dot{x}_i^{n+\frac{1}{2}} = \dot{x}_i^{n-\frac{1}{2}} + \ddot{x}_i^n \Delta t^n \quad (2.2)$$

La posizione sarà aggiornata al tempo $n+1$ integrando le velocità:

$$x_i^{n+1} = x_i^n + \dot{x}_i^{n+\frac{1}{2}} \Delta t^{n+\frac{1}{2}} \quad (2.3)$$

I vantaggi derivanti dall'utilizzo di questo metodo di integrazione diretta, per problemi non lineari, possono essere così riassunti:

- Le equazioni sono disaccoppiate e possono essere risolte direttamente (esplicitamente: senza dipendenze funzionali). Non è richiesta alcuna re-iterazione durante l'integrazione.
- Non è previsto un controllo sulla convergenza in quanto le equazioni sono disaccoppiate.
- Non è richiesta l'inversione della matrice di rigidezza. Tutte le non linearità (inclusi i contatti) sono inclusi nel vettore delle forze interne F_i .

2.2 Timestep/onde di propagazione su solidi (time-step critico)

[26] Per assicurare la stabilità e l'accuratezza della soluzione, il valore del timestep utilizzato in Explicit Dynamics è limitato alla condizione CFL (Courant-Friedrichs-Lewy [14]). Questa condizione implica che il timestep sarà limitato in modo tale che i disturbi

legati alle onde di propagazione nel mezzo solido non possano attraversare l'elemento in un singolo timestep, in questo modo vengono ridotte le vibrazioni e l'effetto Hourglass. Il valore di tale timestep per garantire la stabilità è:

$$\Delta t \leq f * \left[\frac{h}{c} \right]_{min} \quad (2.4)$$

Dove:

Δt è il timestep

f un fattore di stabilità del timestep (=0,9 per default)

h la dimensione caratteristica dell'elemento

c è la velocità locale del suono nel mezzo

2.3 Osservazioni e caratteristiche sui metodi diretti di integrazione

[1][2] Per conoscere la matrice di rigidità nel caso non banale si può ricorrere al principio dei lavori virtuali applicato all'elemento finito.

Nelle ipotesi di lineare elasticità:

$$[M]^e \ddot{\Delta} + [C]^e \dot{\Delta} + [K]^e \Delta = R^e \quad (2.5)$$

L'equazione differenziale alle derivate parziali iperbolica [14] che regge il fenomeno di propagazione delle onde, mediante la discretizzazione spaziale col FEM è trasformata in un sistema risolubile con i metodi tradizionali del calcolo differenziale.

Per ottenere poi l'equazione del moto per l'intera struttura, si eseguono le procedure di assemblaggio degli elementi.

2.3.1 Osservazioni sulle matrici

MATRICE DI SMORZAMENTO

[1] Formalmente l'espressione della matrice di smorzamento è legata al parametro c che dipende dalle proprietà di smorzamento del materiale.

Nella pratica risulta assai complicata la determinazione dei parametri di smorzamento reali tra i singoli elementi e quindi pervenire a $[C]$ essendo le proprietà di smorzamento funzioni della frequenza.

Per questa ragione la matrice $[C]$ si calcola in modo approssimato, ad esempio nell'ipotesi di Rayleigh, $[C]$ si ottiene sommando la matrice di massa e la matrice di rigidità pesate da due opportune costanti dipendenti dalle frequenze di vibrazione.

MATRICE DI MASSA

La matrice di massa si può mettere in due forme: a parametri concentrati (lumped) con elementi diversi da zero solo sulla diagonale principale e un'altra a coefficienti distribuiti (consistent) con elementi non nulli anche al di fuori della diagonale principale. Il primo tipo di matrice si ottiene distribuendo la massa di ciascun elemento in modo opportuno su ciascun nodo.

Si assume così che tutta la massa nell'intorno del nodo abbia accelerazione uguale a quella del nodo stesso.

La matrice distribuita è esatta se la deformata dinamica è descritta dalle funzioni di forma, quelle stesse considerate per il caso statico. Ci si aspetta perciò che la rappresentazione "consistent" sia approssimata ed a maggior ragione lo è quella distribuita. Considerare la matrice di massa a parametri concentrati richiede però minor memoria richiesta al calcolatore; un secondo vantaggio è legato al fatto che trattandosi di una matrice diagonale i termini inerziali sono disaccoppiati semplificando la risoluzione dell'equazione di equilibrio.

Per l'analisi dinamica l'uso di un modello con matrice di massa concentrata oppure distribuita da luogo a differenze apprezzabili, specialmente nel metodo di integrazione diretta per la scelta del passo temporale.

Le matrici di rigidezza, di massa e del vettore dei carichi possono essere integrate esattamente soltanto in alcuni casi molto semplici (elementi monodimensionali, elemento triangolare a 3 nodi), in generale per gli elementi isoparametrici. D'uso più comune si esegue una integrazione approssimata mediante il metodo di Gauss.

Si sceglie un numero n di punti non ugualmente distanziati, nelle direzioni x, y, z dove si calcola la funzione integranda; moltiplicando i valori per opportuni pesi e sommando i fattori per tutti gli n punti, ottenendo un valore che è esatto se il grado del polinomio in x, y, z della funzione integranda è minore o uguale a $2n-1$.

La parte più delicata riguarda il calcolo di $[K]$, poiché la struttura della funzione integranda in generale è molto complessa.

Se l'elemento è regolare (ad esempio "rettangolare") allora $\det [J]$ [20][21] è una costante proporzionale all'area dell'elemento. Se invece l'elemento è distorto (ad esempio l'elemento "quadrangolare") allora $\det [J]$ ha una forma polinomiale che dipende dal grado di distorsione dell'elemento.

In genere si usa un grado di integrazione ridotto rispetto a quello massimo, sia per risparmiare nel tempo di calcolo, sia per compensare la rigidezza più elevata di quella esatta nel metodo degli spostamenti.

Se l'ordine di integrazione diminuisce, la matrice di rigidezza tende a diventare mal-

condizionata, portando ad una rigidità inferiore; occorre comunque non esagerare con tale diminuzione per non incorrere in modi di deformazione ad energia nulla ovviamente erronei [25].

I metodi tradizionali di soluzione per tali sistemi di equazioni differenziali sono troppo costosi dato che l'ordine delle matrici è elevato e dall'accoppiamento delle equazioni (più gradi di libertà). Questo ha portato allo sviluppo di varie tecniche di soluzione che tendono a diminuire i costi di calcolo senza penalizzare eccessivamente l'esattezza del risultato. Principalmente vengono usati metodi chiamati della sovrapposizione modale e della integrazione diretta.

Il metodo di sovrapposizione modale ha come principio quello di trasformare il sistema di equazioni accoppiate ad un sistema di equazioni disaccoppiate. Tale metodo comporta l'analisi modale del sistema.

Col metodo di integrazione diretta le equazioni sono integrate usando una procedura numerica "step by step". L'integrazione diretta si basa su due concetti. Il primo è quello di cercare di soddisfare le equazioni del moto anziché in ogni istante, solo in certi in certi intervalli discreti Δt .

Questo significa adottare una discretizzazione alle differenze finite nel tempo, e fisicamente significa imporre, all'interno di ogni intervallo Δt un equilibrio "statico" comprendente anche le forze d'inerzia e le forze smorzanti.

Il secondo concetto si basa sul fatto che si assume in ogni intervallo Δt una prefissata legge di variazione di spostamenti, velocità e accelerazioni ed è proprio la forma di tale legge che determina accuratezza, stabilità e costo della procedura di soluzione.

Il metodo di integrazione diretta fornisce delle soluzioni tanto più accurate quanto minore è il valore di Δt , ma si capisce che al diminuire dell'intervallo aumentano gli steps necessari per coprire il dominio temporale e di conseguenza aumentano i costi dell'analisi.

Il metodo di integrazione diretta si può applicare sia a sistemi lineari che non lineari, mentre la sovrapposizione modale si applica generalmente solo a sistemi lineari per il fatto che ad ogni istante le matrici di un sistema non lineare cambiano, e quindi cambia anche la matrice di trasformazione lineare che è espressa in funzione degli autovalori; ad ogni istante si dovrebbe ricalcolare il sistema di equazioni disaccoppiate, il che può essere poco efficiente.

2.4 Caratteristiche mesh per calcolo esplicito

[19]L'idea alla base del calcolo FEM è sulla discretizzazione del dominio considerato sia esso una superficie o un volume.

Un corpo continuo ha un numero infinito di gradi di libertà e in questa condizione non è possibile risolvere un problema dal punto di vista computazionale. Discretizzando la realtà, con elementi finiti costituiti da nodi, viene consentita una parametrizzazione attraverso le funzioni di forma.

Gli elementi di superficie vengono utilizzati quando due dimensioni sono molto più grandi della terza, quindi dalla geometria di partenza si estrarrà la superficie media.

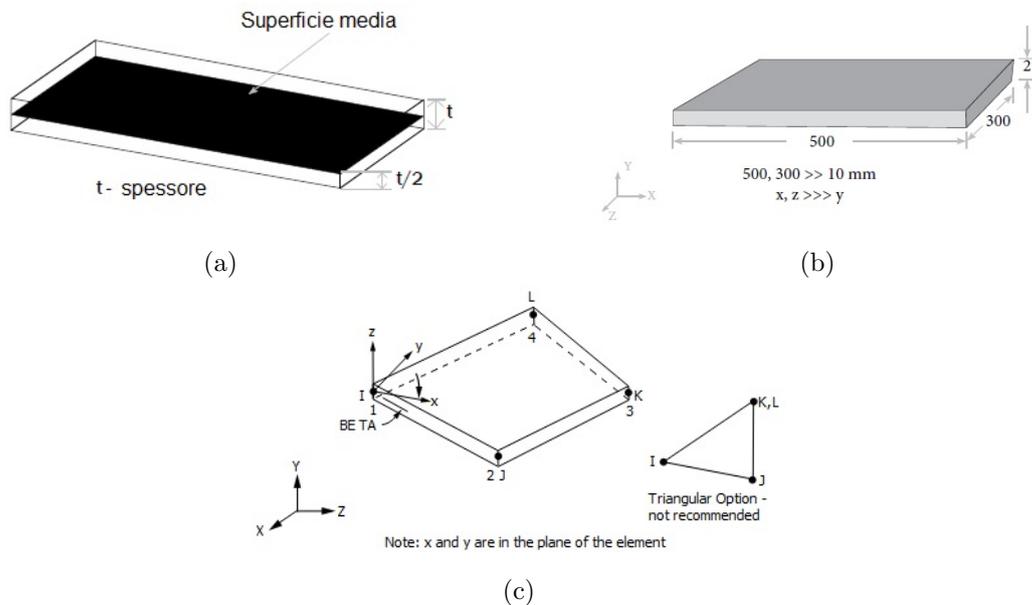


Figura 2.1: a) Sezione media [19], b) elemento Shell, c) SHELL 163 [26]

La scelta degli elementi è funzione del tipo di analisi che si prevede di svolgere:

- Per analisi statiche e fatica: elementi a 4 nodi (piano - quad) oppure a 8 nodi (solido HEX) sono preferiti rispetto ad elementi a 3 nodi (piano - tria) 4 (solido - tetra) e 5 nodi (solido - penta)
- Per analisi non lineari (crash): hanno priorità mesh regolari ed elementi solidi Brick rispetto ai Tetraedri
- Per analisi di stampaggio (deformazione plastica): vengono consigliati elementi triangolari rispetto a quadrilatero
- Per analisi dinamiche: specialmente quando la geometria è limite tra 2D e 3D le shell 2D sono da preferite rispetto ad elementi 3D. Questo perché gli elementi shell hanno rigidezza inferiore a elementi solidi, questa particolarità si traduce nel fatto che elementi shell riescono a rappresentare il fenomeno con più accuratezza con un numero inferiore di nodi ed elementi.

La geometria di partenza solitamente di origine CAD deve essere controllata affinché non siano presenti:

- spigoli vivi
- tagli sulle superfici
- superfici duplicate
- raggi di raccordo ridotti
- fori con diametro ridotto
- intersezione di parti appartenenti a componenti diversi di un assieme

Attualmente nei programmi di analisi ad elementi finiti, come ANSYS WORKBENCH, è già presente un algoritmo per realizzare la mesh in modo automatico, il risultato può non essere soddisfacente, soprattutto per il tipo di analisi esplicita dove la mesh ricopre un ruolo predominante.

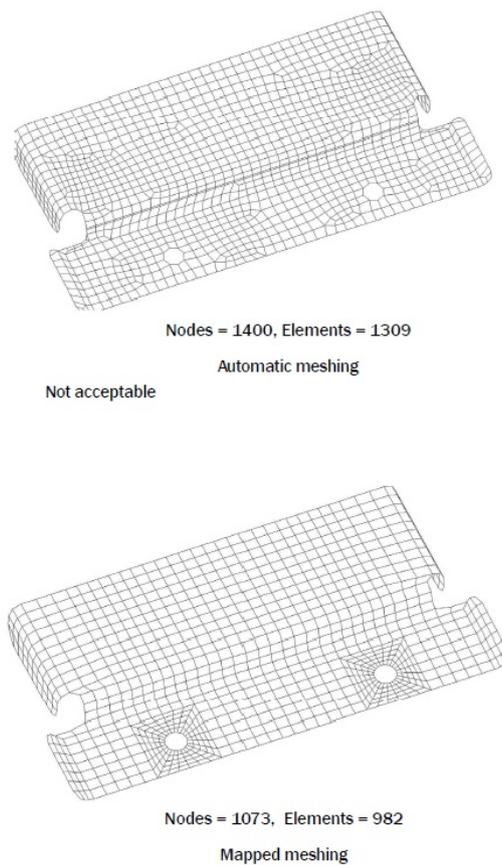


Figura 2.2: Mesh free e mesh mapped per modellazione esplicita[19]

Aree critiche:

- Raggi di raccordi
- Forze applicate puntualmente
- Sezioni ristrette
- Variazioni di sezione brusche
- Collegamenti

Metodo generale:

- Evitare di utilizzare elementi triangolari quando possibile, se necessario solo su aree di non interesse
- Usare elementi triangolari per modelli “coarse”
- Modellare utilizzando shell per spessori minori di 10-20 volte la lunghezza dello spigolo
- Ridurre gli elementi distorti

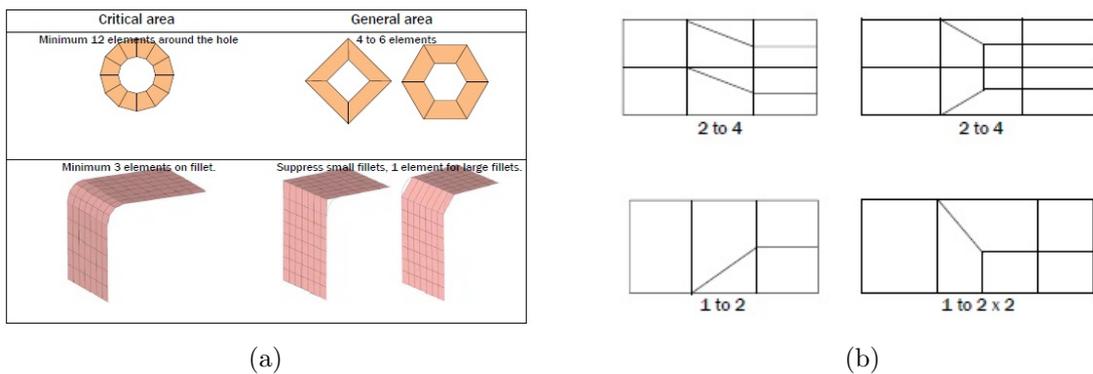


Figura 2.3: Mesh Transition [19]

2.5 Mass scaling

[26] Il massimo timestep che può essere usato nell'integrazione diretta esplicita è inversamente proporzionale alla velocità del suono nel mezzo, mentre è direttamente

proporzionale alla radice quadrata della massa del materiale dell'elemento.

$$\Delta t \propto \frac{1}{c} = \frac{1}{\sqrt{\frac{k_{ii}}{\rho}}} = \sqrt{\frac{m}{V k_{ii}}} \quad (2.6)$$

Dove:

k_{ii} è la rigidezza del materiale

ρ e la densità del materiale

m la massa

V il volume dell'elemento

Aumentando la massa dell'elemento è possibile aumentare la stabilità del timestep riducendo il numero delle iterazioni per completare la soluzione.

Quando viene implementato il mass scalin, in Explicit Dynamics, è applicato agli elementi che hanno un timestep minore rispetto ad un certo valore. Utilizzando il mass scaling si cambiano localmente le proprietà inerziali.

2.6 Energia di Hourglass (HG)

[17] L'energia di Hourglass è associata ai modi di Hourglass che sono definiti come modi di vibrare non fisici dovuti alla diminuzione dei punti di integrazione di Gauss, questi modi di vibrare non comportano uno stato di tensione.

La condizioni HG per la diminuzione dei punti di Gauss si verifica in elementi solidi con un singolo punto di integrazione e per elementi shell con un singolo punto di integrazione.

L'utilizzo di un solo punto di integrazione velocizza l'algoritmo di calcolo e per questo si accetta tale approssimazione cercando comunque di minimizzare l'energia di Hourglass. Lo stato di Hourglass può essere controllato applicando delle forze interne per bloccarne l'origine oppure utilizzando degli algoritmi specifici.

L'energia di Hourglass, ovvero il lavoro fatto dalle forze interne calcolate per bloccare i modi di Hourglass, sottrae energia al sistema.

Gli elementi solidi aventi un solo punto di integrazione di Gauss hanno 12 modi di Hourglass (HG), i quattro principali sono esemplificati in figura 2.4:

Mentre gli elementi shell sono caratterizzati da 5 modi HG.

In figura 2.5 si può notare come l'effetto scala nasconde il problema, se la deformazione globale è indicativamente un ordine di grandezza maggiore rispetto al fenomeno HG, quest'ultimo rimane occulto. Per sopperire al problema è necessario scalare il risultato in termini di spostamento per verificare la presenza dei modi HG.

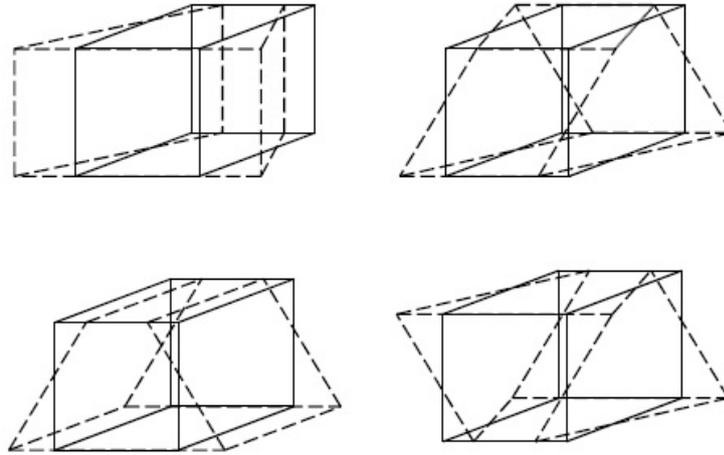


Figura 2.4: Modi di Hourglass per elementi solidi[17]

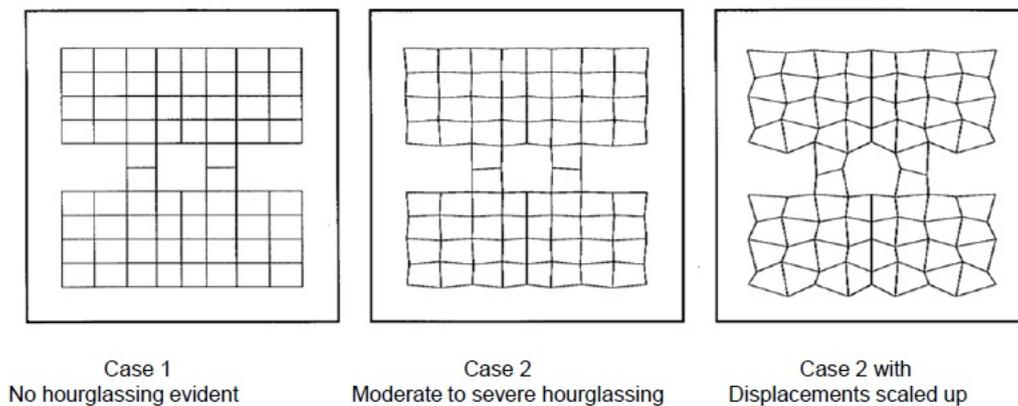


Figura 2.5: Modi di Hourglass per elementi tipo Shell [17]

Per minimizzare i modi di Hourglass è necessario utilizzare l'integrazione completa (utilizzando tutti i punti di integrazione teorici) delle funzioni di forma per i solidi e shell. L'integrazione completa è più dispendiosa dal punto di vista computazionale; può rappresentare un limite per le grandi deformazioni.

Usando la modellazione a tetraedri, per elementi solidi, o a triangoli, per la mesh non comportano dissipazioni di energia (HG) risultano però sconsigliati per il fenomeno di "Shear locking" che nelle sollecitazioni flessionali aumenta la rigidità locale del sistema.

Per elementi predisposti ai modi di Hourglass, sono applicate delle forze interne per bloccare il fenomeno attraverso algoritmi sviluppati specificatamente.

Queste forze di correzione vengono espresse in termini di rigidità e di viscosità. Il controllo attraverso forze viscosive genera delle forze proporzionali alla velocità nodali caratterizzati da modi HG. E' consigliato per i casi sottoposti a carichi impulsivi oppure con alte velocità di deformazione.

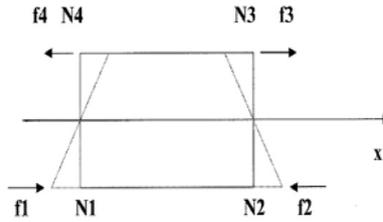


Figura 2.6: Esempio di forza di Hourglass [17]

Inoltre viene inibito l'insorgere di ulteriori modi HG dato che, essendo uno sforzo viscoso, necessita di un certo tempo per recuperare la deformazione quindi la forza di reazione, raggiunto l'equilibrio, non viene equilibrata istantaneamente dalla struttura. Agendo sulla rigidità vengono generate delle forze in funzione dello spostamento nodale dei nodi in cui è presente il modo HG. Con questo criterio si riduce la deformazione di Hourglass accumulata; è consigliata per problemi con carichi più lenti, inclusi simulazioni di impatto (crash).

L'aumento di rigidità locale applicata all'elemento può comportare l'aumento della rigidità globale del sistema è quindi necessario ridurre al più possibile i coefficienti che regolano la forza di reazione.

Gli algoritmi di controllo più usati sono quelli di Flanagan-Belyschko [22]: In generale l'energia HG dovrebbe essere inferiore al 10% dell'energia interna per tutto il sistema. Localmente possono essere accettati valori di energia di Hourglass elevati per modelli grossolani lontani dai punti di interesse.

Applicare carichi in termini di pressione (forza distribuita su un'area) rispetto a concentrare una forza su un nodo riduce la dissipazione di energia; inoltre una mesh ottimizzata garantisce livelli di energia HG controllata.

2.7 Tipologia contatti

[26] Nell'analisi esplicita viene utilizzato il modello di contatti Body Interaction, con questa formulazione vengono selezionati direttamente le superfici esterne dei corpi.

Viene chiarito con un esempio in figura 2.9, il corpo B è bloccato su C con un contatto Bounded mentre il corpo A compie una traslazione lungo la direzione della punta della freccia.

La traiettoria di A è incidente con corpo B, con il Body Interaction il contatto può avvenire su tutta la superficie esterna dei corpi. Questa opzione risulta efficace nel momento in cui ci sono più corpi in contatto soprattutto se subiscono delle rotazioni. Nel caso del test di impatto verrà applicato un contatto tra gli impattori e la protezione

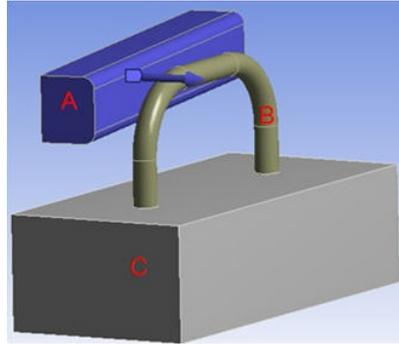


Figura 2.7: Body Interaction in ANSYS Explicit Dynamics [26]

conducente.

Metodi per la determinazione del contatto:

- Trajectory

La traiettoria del nodo appartenente alla superficie del corpo su cui avviene il

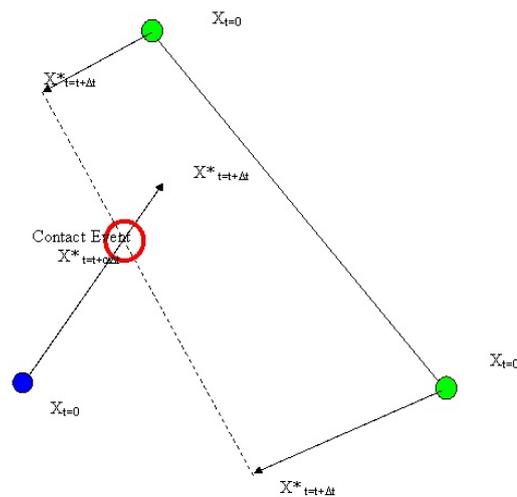


Figura 2.8: Determinazione Trajectory [26]

contatto viene acquisita dal solutore durante la simulazione. Se la traiettoria del nodo incontra una faccia allora viene identificato il contatto e calcolata la forza repulsiva in base al tipo di formulazione.

- Proximity Based

Le facce esterne, gli spigoli e i nodi della mesh vengono ricoperti da una zona di ricerca del contatto. Se durante l'analisi un nodo incontra la zona di contatto verrà respinto con una forza in funzione della formulazione penalty.

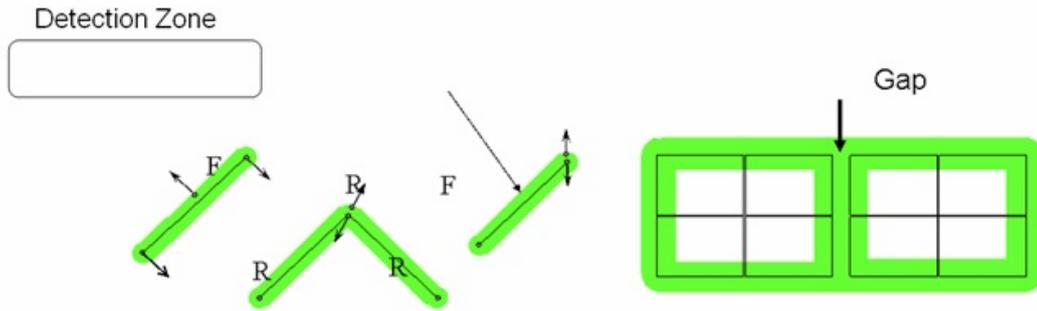


Figura 2.9: Determinazione Proximity Based [26]

Con la formulazione penalty viene calcolata una forza repulsiva basata sulla conservazione della quantità di moto e del momento angolare.

$$\textit{Trajectory} : F = 0.1 \frac{M_N M_F}{M_N + M_F} \frac{D}{\Delta t^2} \quad (2.7)$$

$$\textit{Proximity} : F = \frac{M_N M_F}{M_N + M_F} \frac{D^2}{\textit{Gap} \Delta t} \quad (2.8)$$

Con :

D la profondità di penetrazione

M la massa corrispondente al nodo (N) e alla faccia (F)

Δt il tempo di avanzamento della simulazione (timestep)

Capitolo 3

CONVERGENZA FEM

3.1 Simulazioni per convergenza

La scelta della taglia della mesh unita alla semplificazione della geometria è di notevole importanza dato che il tempo computazionale è legato al valore del timestep che è funzione della taglia degli elementi critici.

A questo proposito si procede ad uno studio di convergenza, questa verifica permette di esaminare se l'andamento dell'energia interna rispetto all'inverso della taglia dell'elemento presenta le caratteristiche di un andamento convergente. Ci si aspetterà un andamento con un cambio di pendenza, il ginocchio della curva rappresenterà il compromesso migliore tra taglia della mesh, che minimizza i tempi di calcolo, e lo scarto rispetto alla soluzione teorica.

3.1.1 Cubo su piastra: $E=f(\text{taglia elemento})$

[26] Per la verifica della convergenza si procede come suggerito da OECD dove i parametri principali di influenza sono l'energia; verrà utilizzato come modello rappresentativo una piastra che subirà l'impatto dovuto alla caduta libera di un impattore posto ad un'altezza prefissata. L'altezza di caduta e la geometria dell'impattore sono stabilite in funzione del Cube Drop Test secondo normativa.

I valori sono pari a 45 kg e 1500 mm di altezza, a questo punto secondo la conservazione dell'energia meccanica risulta:

$$E'_{p,Teorica} = mgh = 45 * 9,806 * 1,5 = 661,905J \quad (3.1)$$

Si prende in considerazione inoltre l'abbassamento dovuto alla deformazione della piastra rispetto alla posizione indeformata.

$$E_{p,Teorica} = E'_{p,Teorica} + E_+ = mg(h + Uz) \quad (3.2)$$

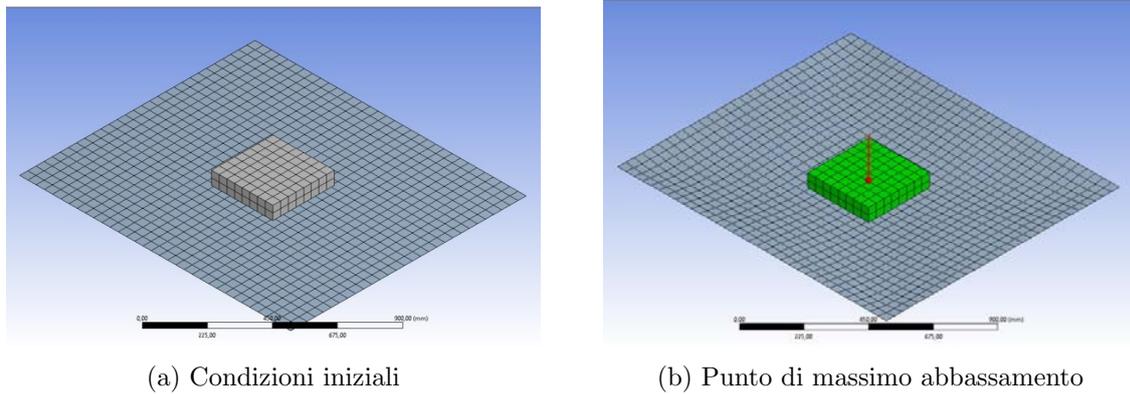


Figura 3.1: Analisi di convergenza

La geometria proposta in (3.1) è una piastra modellata a shell, mentre il cubo è modellato con elementi solidi con comportamento rigido. Viene supposto rigido per due motivi, il primo legato all'alleggerimento del modello computazionale. Il secondo motivo si basa sul fatto che la caduta di un cubo indeformabile risulta peggiorativo, quindi una condizione più critica a favore della sicurezza.

Il modello di materiale in prima approssimazione è supposto bilineare, nel capitolo 4 si approfondirà questo aspetto.

La piastra verrà vincolata bloccando gli spostamenti lungo l'asse z (verticale), questo comporta la labilità del sistema. Nelle analisi implicite la labilità del sistema non è ammessa mentre con il codice esplicito si raggiunge la convergenza, questo per la natura dell'algoritmo di risoluzione, come spiegato precedentemente.

La labilità è necessaria per permettere alla piastra di deformarsi lungo l'asse z senza imporre uno stiramento della stessa.

Se la piastra fosse bloccata si avrebbe il recupero elastico dovuto allo stiramento che comporterebbe una vibrazione della piastra. L'ampiezza della vibrazione verrà ridotta solo con fenomeni di smorzamento interno del materiale, fenomeno assai lento rispetto al tempo registrato dell'impatto. In queste simulazioni è importante ridurre i tempi visto il costo computazionale.

I contatti saranno tra l'impattore e la piastra utilizzando il comando Body Interaction, la formulazione penalty senza attrito.

Saranno lanciate delle analisi iterativamente partendo con una taglia mesh grossolana 40mm arrivando a 10 mm con passo di 5 mm. Dall'analisi dei dati si ottiene 3.2: Potendo i risultati in figura 3.3 dove in ascissa è posto l'inverso della taglia dell'elemento e in ordinata il valore dell'energia in mJ sul punto centrale della piastra. Da qui si può notare che secondo il criterio di convergenza la taglia dell'elemento ottimo sarà 20mm.

El. Size [mm]	a [1/mm]	Energia Interna No Attrito			Scarto [%]
		E_int_FEM [mJ]	Δh	E_int_Th [mJ]	
40	0,025	6,268E+05	47,534	6,969E+05	10,051
35	0,029	6,289E+05	48,015	6,971E+05	9,788
30	0,033	6,275E+05	48,486	6,973E+05	10,011
25	0,040	6,299E+05	59,718	7,024E+05	10,319
20	0,050	6,316E+05	60,141	7,025E+05	10,097
15	0,067	6,377E+05	49,839	6,979E+05	8,626
10	0,100	6,406E+05	54,895	7,002E+05	8,510

Figura 3.2: Tabella analisi convergenza

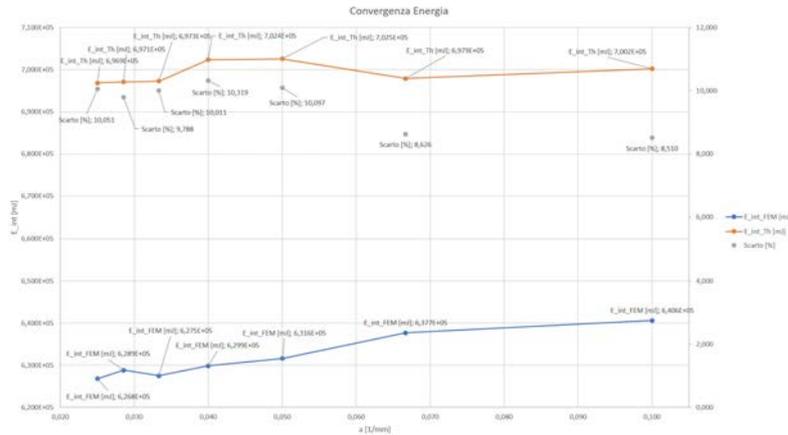


Figura 3.3: Grafico Analisi Convergenza

3.1.2 Cubo su piastra mass scaling

Con lo stesso schema di calcolo si può analizzare l'influenza del mass scaling sulla convergenza del modello. Andando a variare la percentuale di mass scaling definita

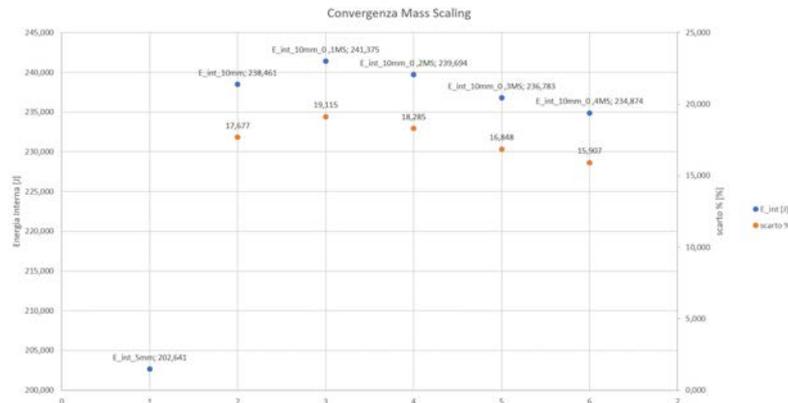


Figura 3.4: Grafico Mass Scaling

come l'incremento massimo della massa imponibile agli elementi più distorti si ottiene: Dai risultati ottenuti si può notare come l'utilizzo del mass scaling non abbia effetti peggiorativi sulla convergenza del modello.

Capitolo 4

TEST DI VALIDAZIONE

4.1 Primo test validazione: geometria di partenza

Il software utilizzato in questo lavoro di tesi è ANSYS Workbench noto principalmente per l'applicazione del metodo degli elementi finiti. L'interfaccia si presenta su finestra in cui vengono svolte le operazioni di importazione della geometria, semplificazione, fase di meshing e soluzione del calcolo. I solutori per analisi sulla dinamica delle strutture sono MAPDL per il l'integrazione implicita ed il solutore AUTODYN per l'integrazione esplicita. Il codice esplicito viene utilizzato accedendo all'interfaccia EXPLICIT DYNAMICS STR; si presenta come un blocchetto avente 7 ingressi: Dal primo

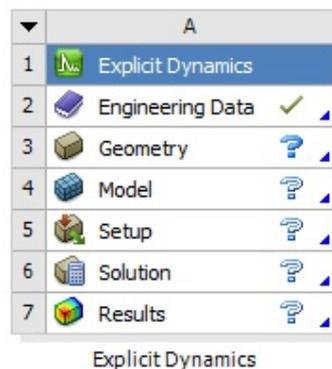


Figura 4.1: Explicit Dynamics [26]

ingresso denominato Engineering Data, viene selezionato il modello di materiale da applicare agli elementi del modello. Tra le numerose caratterizzazioni disponibili sono citate le più utilizzate, che verranno poi approfondite in seguito. Per il comportamento elasto-plastico associato alle SHELL 163:

- Bilinear Isotropic Hardening

- Multilinear Isotropic Hardening
- Johnson Cook
- Cowper Symonds

Per l'importazione della geometria viene utilizzata l'interfaccia grafica SpaceClaim che supporta sia la realizzazione del modello 3D direttamente nell'ambiente grafico che l'importazione di modelli CAD esterni. Con SpaceClaim vengono svolte le operazioni di semplificazione della geometria, principalmente vengono estratte le superfici medie con lo strumento Midsurface. Nei capitoli precedenti si è potuto constatare come la taglia della mesh e la qualità della geometria possano influenzare sia la convergenza del modello che i tempi di calcolo. Si può impostare un diagramma di flusso per affrontare il problema della risoluzione del calcolo esplicito.

- IMPORTARE LA GEOMETRIA DA CAD
- UTILIZZANDO SPACECLAIM(interfaccia di modellazione di ANSYS)
- SEMPLIFICARE LA GEOMETRIA DA UN PUNTO DI VISTA INGEGNERISTICO
- SCEGLIERE LA TAGLIA DELLA MESH

IMPOSTARE:

- I CONTATTI E LE INTERAZIONI TRA ELEMENTI A CONTATTO
- I CARICHI
- I VINCOLI
- LE CONDIZIONI INIZIALI
- AVVIARE LA SIMULAZIONE
- ANALISI DEI RISULTATI

Si è avuto modo di capire come con il metodo di integrazione esplicita la convergenza sia garantita (condizionatamente), il passo successivo è effettuare una prima correlazione tra i risultati del modello FEM e un test reale; in riferimento al successivo Drop Test sui dispositivi di protezione conducente.



Figura 4.2: Prototipo test di validazione

Come primo test semplificato è stato simulato il caso di una piastra in acciaio da costruzione S235 con quattro profili, a sezione rettangolare cava, saldati in figura 4.2. sottoposto alla caduta sequenziale di tre impattori secondo normativa. Partendo dall'ambiente di SpaceClaim è stata disegnata la superficie media vedi figura 4.3

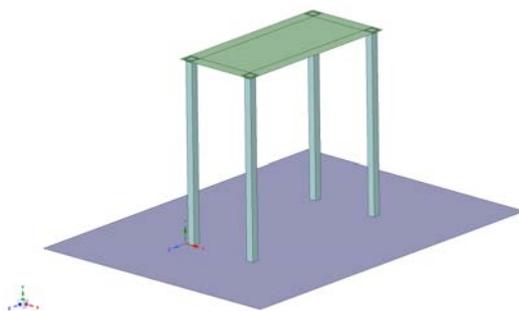


Figura 4.3: Sezione media test di validazione

In figura 4.4 sono riportate le dimensioni principali della piastra e l'altezza dei profilati.

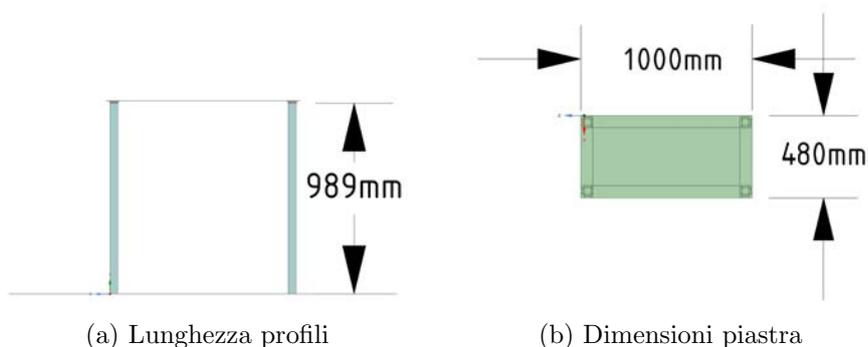


Figura 4.4: Dimensioni principali a) Profili sezione 40x40mm; b) Piastra sezione 8 mm

La taglia della mesh è di 20mm come dall'analisi di convergenza; per avere più aderenza con la realtà è stato imposto il contatto tra le parte terminali dei profilati,

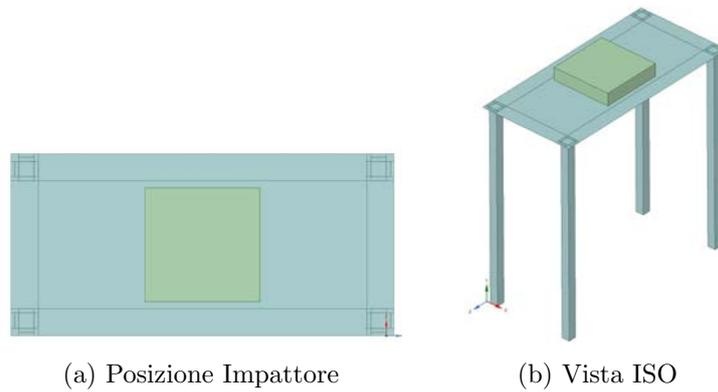


Figura 4.5: Modellazione test di validazione

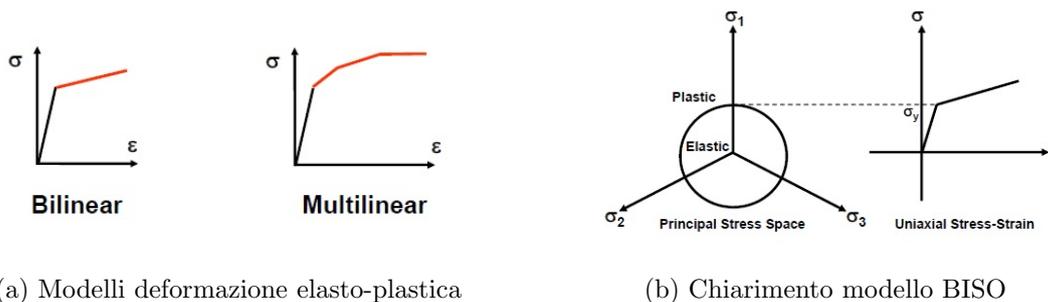
dove poggia la struttura, ed il suolo.

Il suolo è stato modellato con una superficie a shell infinitamente rigida con comportamento rigido.

Questo dettaglio permette ai profilati di scorrere sul terreno e di rimbalzare, come ci si aspetta dalla realtà.

4.2 Caratterizzazione del materiale

Il materiale di base è stato scelto con caratteristica bilineare, per la verifica di dispositivi di protezione ci si aspetta la plasticizzazione del materiale, per cui il comportamento oltre snervamento è caratterizzato da una retta con pendenza E_T in figura 4.6:



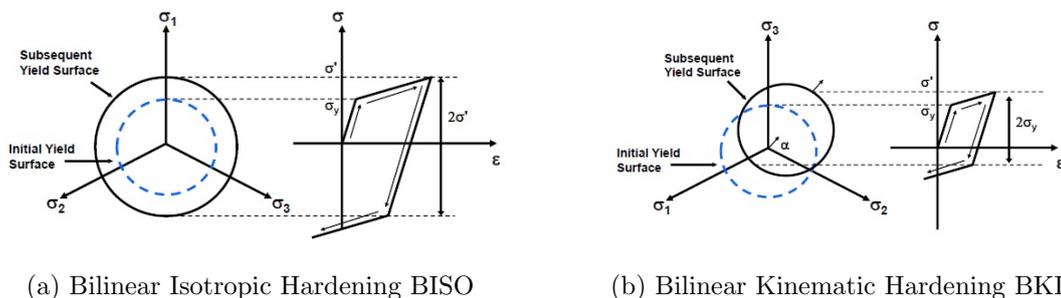
(a) Modelli deformazione elasto-plastica

(b) Chiarimento modello BISO

Figura 4.6: Modello materiale elasto-plastico per il software ANSYS [12]

Riconducendosi alla prova di trazione di un provino in materiale metallico è noto che quando il materiale ha subito una plasticizzazione, attraverso l'applicazione di carico quasistatico, nell'istante in cui viene rilasciato si osserva dapprima la restituzione della deformazione elastica per poi ritornare, con pendenza pari al modulo di Young, a tensione nulla con una deformazione permanente. Diagrammando la storia di carico risulta un andamento isteretico come in figura 4.7 b).

Per le shell 163 non è previsto l'utilizzo di questo modello quindi si accetta l'approssimazione per cui la tensione massima sia simmetrica in trazione ed in compressione come in figura 4.7 a).

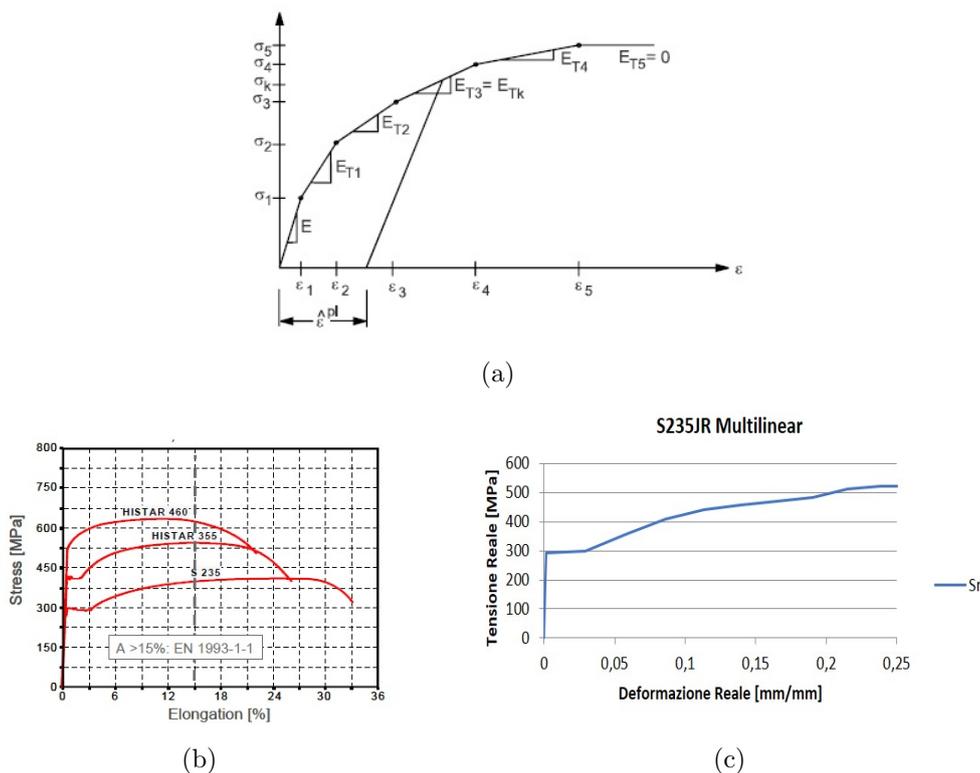


(a) Bilinear Isotropic Hardening BISO

(b) Bilinear Kinematic Hardening BKIN

Figura 4.7: Modello materiale elasto-plastico per il software ANSYS [12]

Un altro modello di materiale che cerca di approssimare la curva sforzo deformazione reale è il modello MISO figura 4.8. In (c) è rappresentata la curva sforzo deformazione implementata in ANSYS in base a quanto descritto da [6] in (b)



(a)

(b)

(c)

Figura 4.8: Modello MISO; (b) Caratterizzazione S235 [6]

Oltre ai modelli lineari e multilineari sono previsti modelli che tengono in considerazione la velocità di deformazione. In letteratura i più frequenti sono le relazioni di caratterizzazione del materiale di Johnson-Cook e di Cowper-Symonds:

$$\sigma = (A + B\varepsilon_p^n)(1 + C \ln \dot{\varepsilon}_0) \tag{4.1}$$

Dove con:

A: Tensione di snervamento

B: la pendenza del tratto plastico linearizzato

n: Coefficiente di incrudimento (Hollomon et.all.)

C: Coefficiente di sensitività alla velocità di deformazione

$\dot{\epsilon}_0$ Velocità di deformazione normalizzata alle condizioni quasi-statiche(per la determinazione sperimentale dei coefficienti)[8]

In figura 4.9 è riportato il modello di Johnson-Cook:

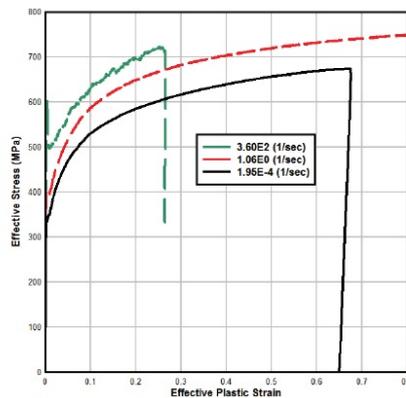


Figura 4.9: Esempio modello materiale di Johnson-Cook [11]

4.3 Risultati FEM - posizionamento estensimetri

In prima approssimazione il cubo è stato modellato con elementi solidi, in figura 4.10 e avente dimensioni di base da normativa (300x300mm) con altezza pari a 65 mm, calcolata in funzione della massa(45kg).

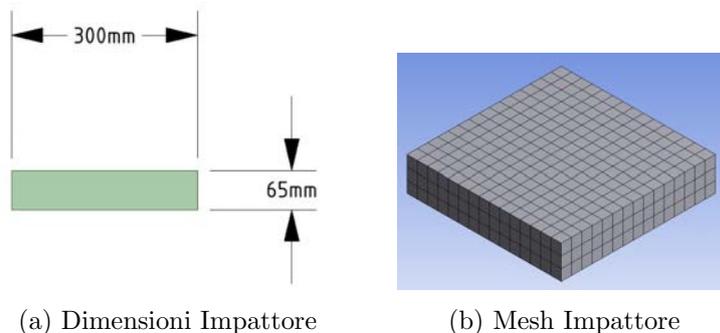


Figura 4.10: Modellazione test di validazione

Nel solutore sono stati impostati i seguenti parametri per avviare la simulazione:

- Tempo di simulazione 5,35 s
- CFL Time Step = $3e-6$ s
- Mass scaling

L'obiettivo è ricavare dai risultati le posizioni per applicare gli estensimetri per fare un primo confronto con il caso reale.

I risultati in termini di stato di tensione principale sono riportati in figura 4.11. Note le

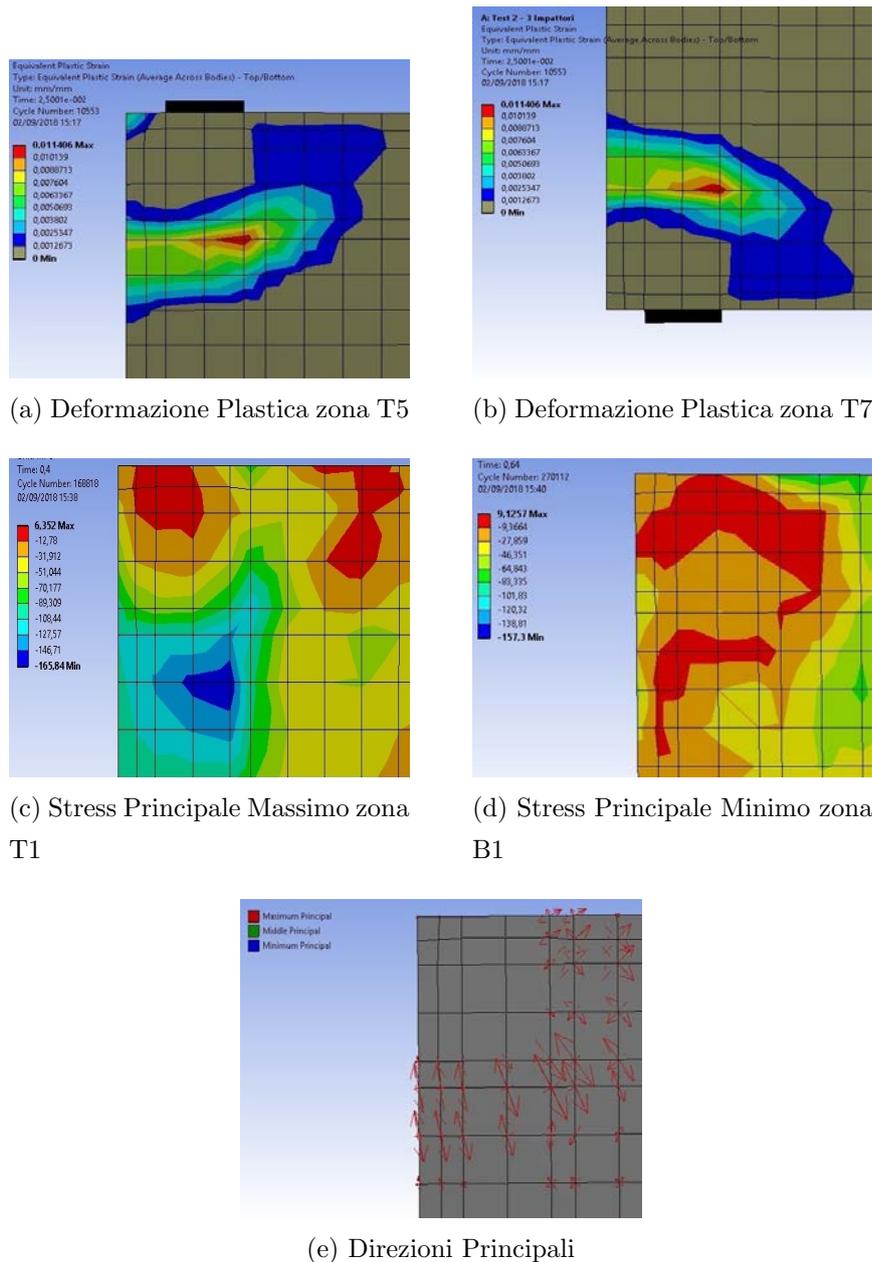
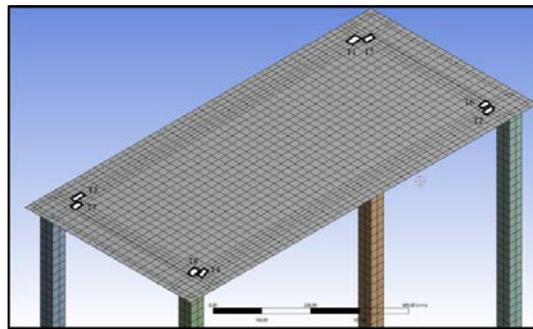


Figura 4.11: Risultati FEM

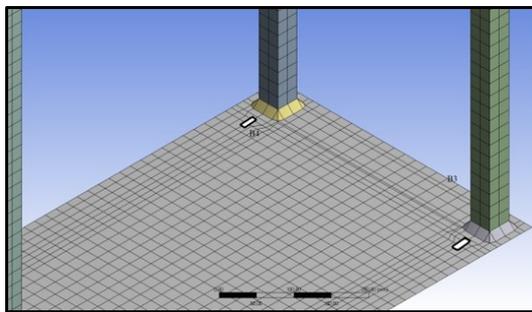
direzioni principali dello stato di deformazione si ipotizza di applicare 12 estensimetri nei punti più rappresentativi, caratterizzati dai valori massimi di deformazione (e di

tensione). L'estensimetro è uno strumento che misura la deformazione in modo puntuale, quindi per avere la rappresentatività del fenomeno è necessario posizionare in modo accurato, in figura 4.14 sono evidenziate le zone di interesse.

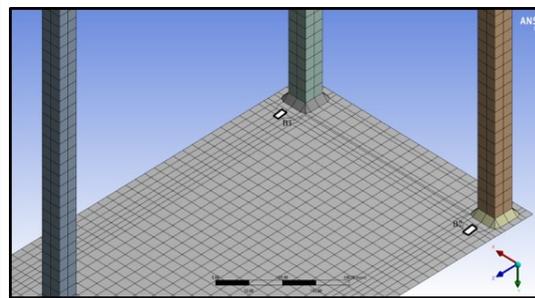
- 4 estensimetri posizionati a 20 mm dal piede di saldatura denominati B1, B2, B3, B4
- 4 estensimetri posizionati a 20 mm dal profilato T1, T2, T3, T4
- 4 estensimetri posizionati nella zona di deformazione plastica massima, in prossimità della saldatura, sulla superficie della piastra (T5, T6, T7, T8)



(a) Posizione estensimetri T



(b) Posizione B1, B2



(c) Posizione B3, B4

Figura 4.12: Posizione estensimetri

In figura 4.14 è riportata la posizione dell'estensimetro T1, le altre immagini sono visibili in appendice.

Per l'allestimento del test è stato utilizzato l'impattore predisposto da normativa in figura 4.14 a). Verrà portato all'altezza di 1,545 m misurando con un puntatore laser 4.14 c),d) e traslato verso l'alto le forche di un muletto ausiliario dotato di un dispositivo di sgancio 4.14 b) per rilasciare il cubo.

Ad impatto avvenuto, si ripeterà il test per 3 volte ripetendo la procedura e acquisendo i dati con gli estensimetri.

Si nota in figura 4.15 che l'impattore colpisce la superficie della piastra in posizione ruotata rispetto a quanto ci si aspettava dalla simulazione.



Figura 4.13: Posizione Estensimetro T1



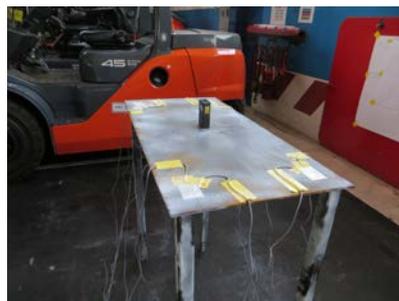
(a) Impattore



(b) Dispositivo sgancio



(c) Misuratore laser



(d) Misura altezza cubo

Figura 4.14

In figura 4.16 si ha il primo confronto fra il risultato degli estensimetri in termini di deformazione su tempo: Per avere un altro termine di paragone l'oggetto del test è stato scansionato da un sistema GOM. Si tratta di un sistema di visione con la quale vengono acquisite le immagini tridimensionali digitalizzate dell'oggetto interessato, inoltre con il software interno è possibile plottare la deformata con una mappa colore.

Dal confronto con il risultato dell'estensimetro in figura 4.16 si può notare che inizialmente la deformazione misurata dall'estensimetro e quella calcolata da FEM sono sovrapponibili. Quando si è in prossimità del massimo si nota un andamento differente anche in termini di fase.

Una prima correzione è stata introdotta sul modulo elastico, prima dell'impatto sono stati acquisiti i valori della deformazione nel caso statico (cubo appoggiato).

E' stata riprodotta la stessa condizione di carico nella simulazione agli elementi finiti



Figura 4.15: Impronta impattore dopo caduta

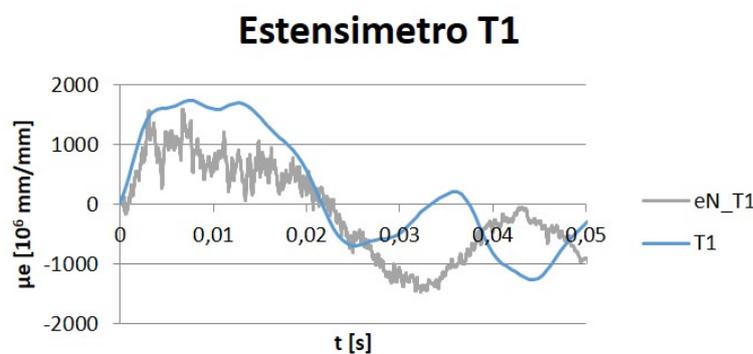


Figura 4.16: Primo confronto deformazione FEM (T1) ed estensimetro in posizione T1(en - T1)

ottenendo in figura 4.17. Si può ritenere che il modulo di Young sia pari ad 210 GPa per il materiale base utilizzato.

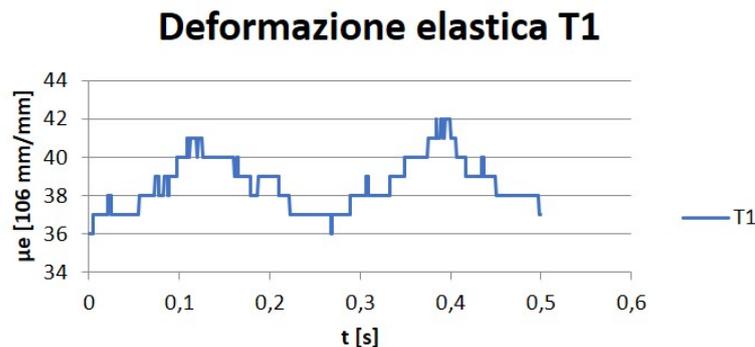
Dalla scansione 3D della geometria dell'oggetto del test di partenza è stata ricavata la superficie media per approssimare meglio la realtà del fenomeno.

In questo modo si otterrà la corrispondenza tra i punti valutati a calcolo con le posizioni degli estensimetri.

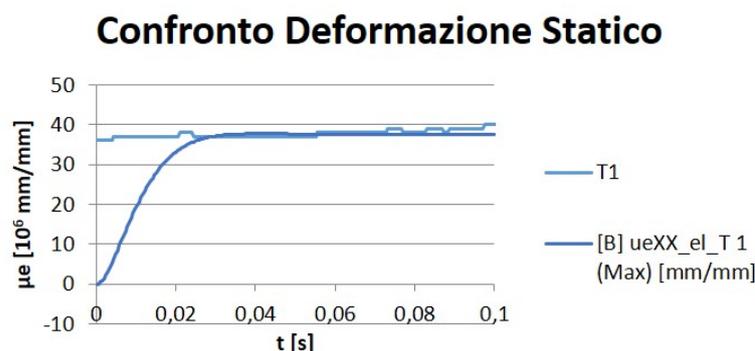
Viene riportato in appendice, il processo per la scansione e la modellazione della superficie media, schematizzato in 3 passaggi:

- a) importazione geometria scansionata dal GOM
- b) con il software SpaceClaim si ricava la superficie media per approssimazione con fasci di piani tangenti alla geometria.
- c) fase di meshing.

Un problema legato alla scansione è il fatto che i profilati, nella realtà, hanno subito delle piegature nella fase di assemblaggio. Per questo motivo anche la geometria approssimata non è in equilibrio con il suolo modellato.



(a) Risultati estensimetro T1 caso statico



(b) Confronto estensimetro risultato FEM statico

Figura 4.17

Per ovviare al problema ogni profilo è appoggiato su di un piano tangente.

Si nota in figura 4.18 è stata implementata anche la posizione ruotata dell'impattore. Anche l'impattore viene modificato utilizzando le dimensioni del cubo reale per limitare fattori di influenza.

I risultati in termini di spostamento massimo non dimostrano alcun miglioramento utilizzando la geometria derivata da scansione 3D in quanto la deformata finale nel modello iniziale si attesta sul valore di 13 mm mentre per il modello da scansione circa 9 mm. Concentrando l'attenzione sul tipo di fenomeno, l'urto può essere rappresentato con una forza impulsiva per cui è fondamentale considerare la velocità di deformazione. Soprattutto nei materiali metallici dove l'influenza della velocità di deformazione è nota in letteratura, nei casi di deformazione massiva con la legge di Hollomon. Il modello di materiale BISO ,precedentemente utilizzato, non consente di avere alcun legame funzionale con la velocità di deformazione.

In figura 4.20 sono stati confrontati i modelli di materiale BISO, MISO, Johnson-Cook e Cowper-Symonds, valutando la deformazione nel punto relativo a T1 rispetto al tempo. Si nota come il comportamento globale non varia in termini di fase, cambia il valore del massimo per il modello di Cowper-Symonds.

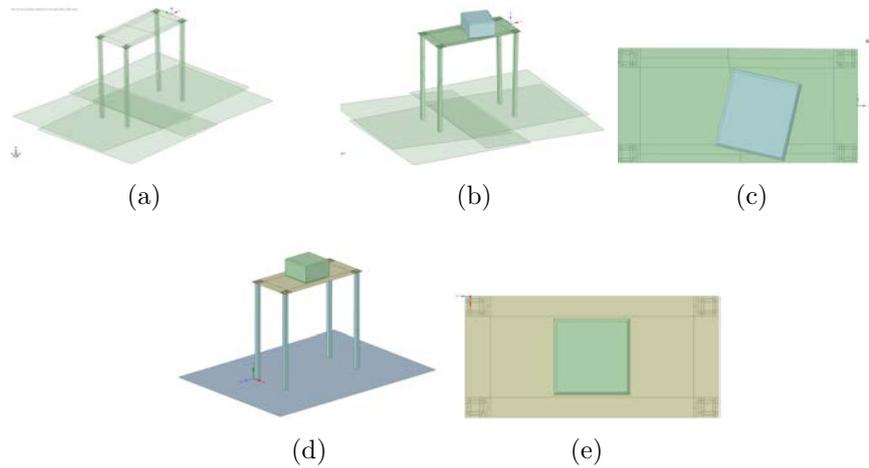
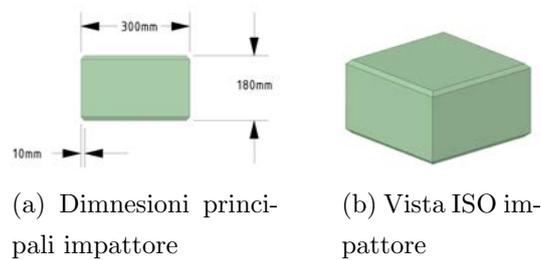


Figura 4.18: Modellazione Test validazione



(a) Dimensioni principali impattore

(b) Vista ISO impattore

Figura 4.19: Modellazione impattore

A questo punto è stato scelto di proseguire con il modello di Johnson-Cook in quanto rappresenta il comportamento più vicino al tipo di materiale base, è funzione della velocità di deformazione e non presenta il problema della fratturazione (Cowper-Symonds).

Con i due modelli è stato effettuato uno studio sull'ottimizzazione dei coefficienti di

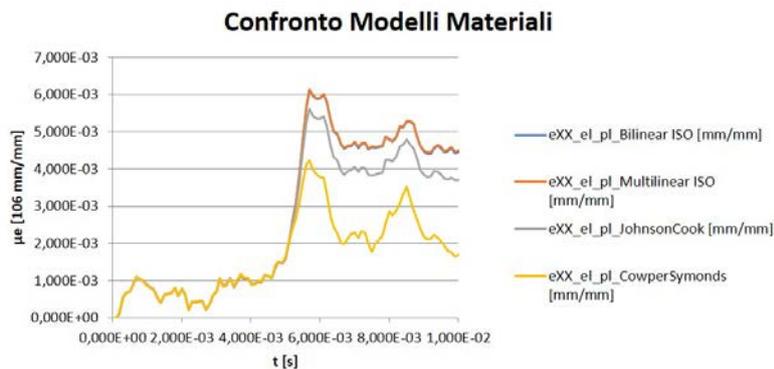


Figura 4.20: Confronto modelli materiali

Johnson-Cook.

Come funzione obiettivo si è posta la minimizzazione dello scarto tra deformazione finale del test di validazione in figura 4.18 d) e la deformazione finale reale misurata

con GOM.

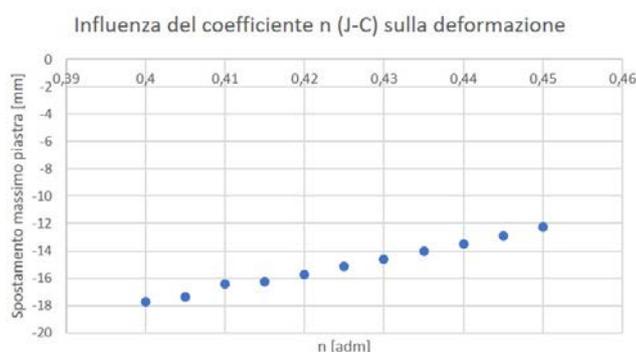
La seconda ottimizzazione con il modello in figura 4.18b) ; in particolare è stato effettuato uno studio DOE sui parametri A,B, C ed n del modello di Johnson Cook.

Nel dettaglio si può notare in riferimento ai grafici di figura 4.21 che all'aumentare di B si ha un aumento della deformata finale riferita al test di validazione.

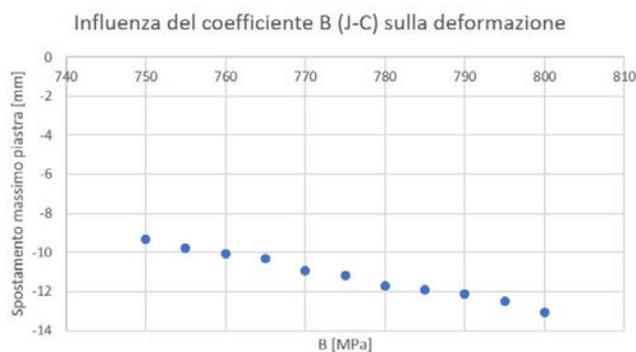
Aumentando n la deformata diminuisce (si è rilevato essere il parametro di maggior influenza).

Per prevenire problemi di overfitting i parametri sono stati variati singolarmente su più simulazioni.

Il parametro A rappresenta lo sforzo di snervamento e di fatto aumentando A la curva



(a)



(b)

Figura 4.21: Influenza parametri n e B del modello J-C sulla deformata finale FEM

sforzo deformazione subisce una traslazione verso l'alto.

Per quanto riguarda il coefficiente di sensitività alla velocità di deformazione basandosi sulla definizione di velocità di deformazione del modello di Johnson Cook è calcolata:

$$\dot{\epsilon}_{pl.0} = \frac{\dot{\epsilon}}{\dot{\epsilon}_0} \quad (4.2)$$

Quindi è necessario conoscere $\dot{\epsilon}_0$ in mancanza di dati è stato fatto riferimento alla letteratura tecnica.

Dai risultati delle simulazioni è stato possibile trarre le seguenti conclusioni:

- Il modello derivante dalla scansione 3D non ha comportato alcun beneficio in termini di ricerca della soluzione ottimale. Il fatto che geometricamente fosse più vicino alla realtà ha portato ad un piccolo beneficio in termini di soluzione ma non è comparabile con il costo computazionale. Inoltre la superficie media derivante dalla scansione 3D è caratterizzata da una distorsione degli elementi, allungando di un ordine di grandezza i tempi di calcolo.
- Per ottenere la soluzione ottima è stato cambiato il tipo di comportamento dell'impattore, rendendolo flessibile. Nella ricerca dell'ottimo è stato supposto anche il suolo deformabile anche in questo caso il costo computazionale non è accettabile. I risultati ottenuti sono riportati in figura 4.23 e figura 4.22.

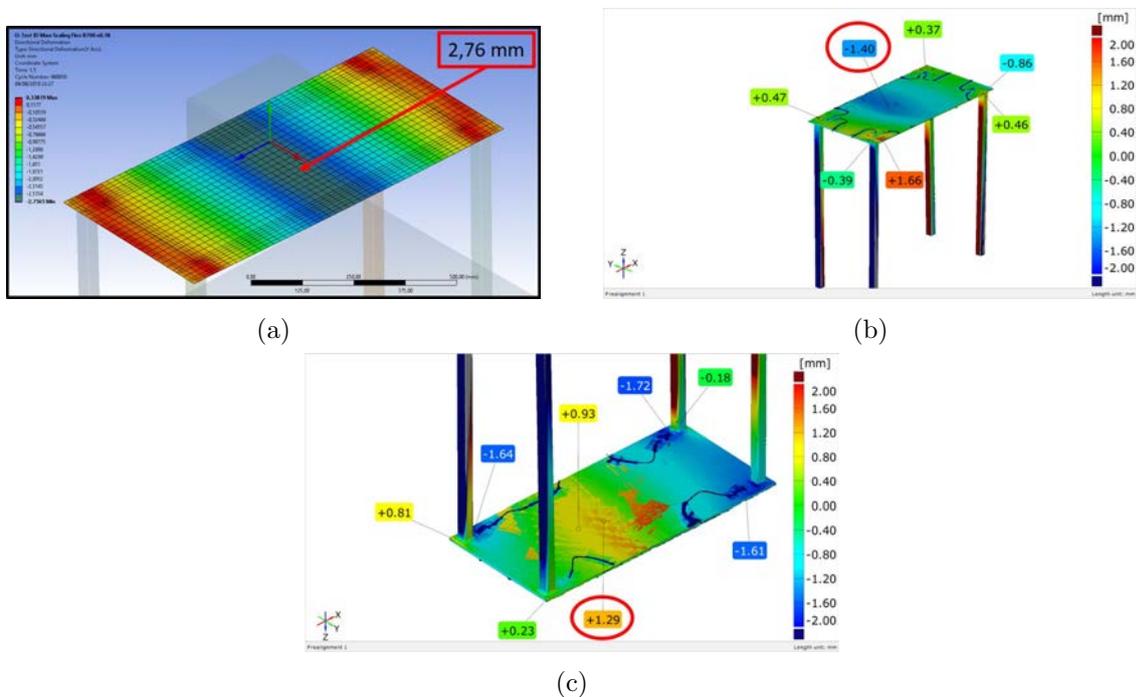
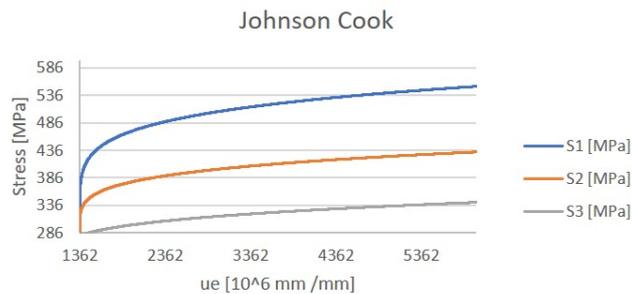


Figura 4.22: Confronto risultati FEM e deformazione rilevata da software GOM

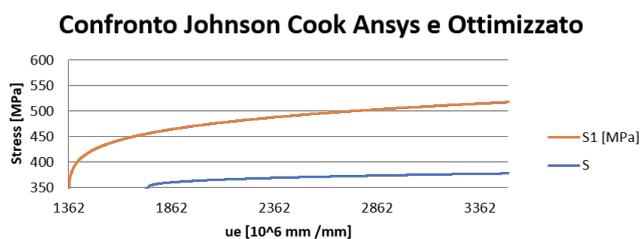
E' interessante discutere i risultati, si può notare in figura 4.23 in a) il modello di partenza di ANSYS, in c) viene plottato lo sforzo rispetto alla deformazione plastica. In b) e c) si possono notare tre diversi andamenti, la curva S1 rappresenta il risultato dell'ottimizzazione, la curva S2 ed S3 l'andamento utilizzando i coefficienti da letteratura.

Con il modello di materiale ottimizzato si plottano ora i grafici degli estensimetri in funzione del tempo in figura 4.24:

Vengono analizzati i casi più rappresentativi, in appendice sono riportati i grafici relativi a T1 e B1, dove la deformazione plastica è contenuta ed i risultati del modello



(a)

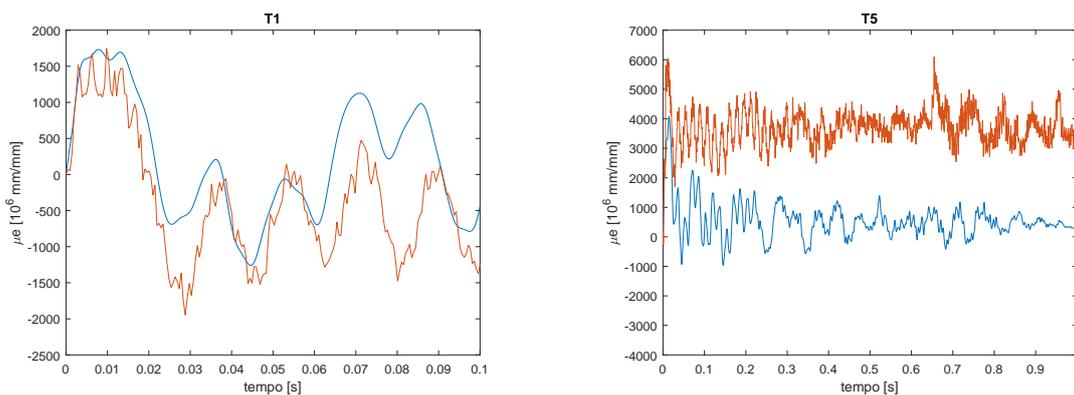


(b)

Figura 4.23: Confronto modelli J-C da letteratura ed ANSYS

FEM e da estensimetri sono sovrapponibili.

Per quanto riguarda T5, posto nella zona di massima deformazione, si nota che non c'è la piena compatibilità con i valori misurati dagli estensimetri valutando il fenomeno per un $t=1s$. Si può giungere alla conclusione che plottando la sola deformazione plastica in

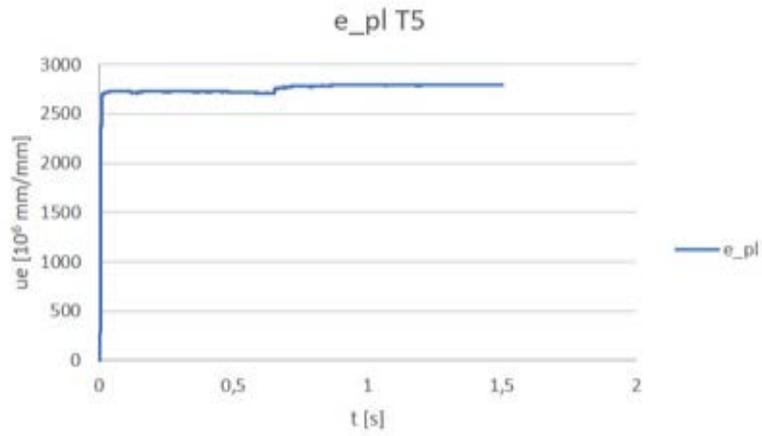


(a) T5 $t=0,1s$

(b) T5 $t=1s$

Figura 4.24: Deformazione in funzione del tempo tempo totale

funzione del tempo, sottraendo il recupero elastico e non ultimo la deformazione dovuta alla massa del cubo. (Dopo l'urto il cubo si ferma sulla piastra). Ottenendo anche per T5 in figura ?? a): Nella tabella in figura ?? b) si può notare come gli scarti dimostrino la correlazione anche dal punto di vista delle deformazioni misurate con estensimetri.



(a) T5 FEM

	ue_PL_MAX_FEM [10 ⁶ mm/mm]	ue_PL_Misurato [10 ⁶ mm/mm]	scarto %
T5	571	540	5,542
T6	592	591	0,239
T7	372	-89	24,043
T8	484	260	46,275

(b) Correzione T5 FEM

Figura 4.25

Per T5 e T6 lo scarto è inferiore al 6%.

Capitolo 5

TEST SU OHG

5.1 MODELLI FEM

La cabina di protezione, realizzata in acciaio S235, viene prodotta assemblando i montanti, traversi e le barre di protezione, per il tetto, con processi di giunzione per saldatura e con collegamenti bullonati.

Tutti questi dettagli costruttivi sono progettati e disegnati nelle geometrie CAD 3D da cui si esegue l'importazione nei software di modellazione per gli elementi finiti. Si presenta così una geometria caratterizzata da superfici discontinue e da spigoli vivi che rappresentano una delle problematiche per la simulazione esplicita dove il tempo di calcolo è in funzione della distorsione degli elementi.

Per questo motivo la geometria di partenza viene semplificata nei raggi di raccordo inferiori a 5mm, come ordine di grandezza, e per gli spigoli che non seguono i profili dei tubolari.

Nello schema del capitolo 4, il passo successivo sarà ricavare la superficie media, in prima approssimazione, eliminando i collegamenti saldati rimpiazzati dai prolungamenti della geometria di partenza.

Un'altra problematica sull'utilizzo del modulo Explicit Dynamics risiede nell'impossibilità di effettuare simulazioni con storie di carico multiple (multiple load case).

L'imposizione di utilizzare un unico load case indirizza verso la scelta di predisporre in cascata gli impattori per il Drop Cube Test.

In prima approssimazione, per tener conto dello smorzamento strutturale, l'idea è di far cadere i cubi distanziati di 0,5 secondi, l'uno dall'altro.

La scelta di 0,5 secondi deriva dal fatto che secondo la normativa il cubo ha una massa di almeno 45 kg e deve impattare da un'altezza h di 1,5 m. Il tempo conseguente è

pari a:

$$t = \sqrt{\frac{2h}{g}} \quad (5.1)$$

con:

h : altezza di caduta

g : accelerazione di gravità

I cubi vengono modellati a solid perché viene scelto il comportamento rigido.

Il tempo di caduta teorico è anch'esso pari a 0,5 s quindi il metodo per sequenziare i cubi consiste nell'applicazione di una forza (remote force) nel baricentro del cubo per frenare lo stesso (l'ipotesi alla base è che per far cadere il secondo impattore in un tempo totale di un secondo è necessario modificare l'accelerazione di gravità). Imponendo un'altezza doppia e un tempo doppio di caduta calcolando l'accelerazione di gravità risulta: Una problematica si verifica sull'istante in cui la forza deve essere tolta per

h [m]	a [m/s^2]	F [N]	t [s]			t_rampa
0						
1,5	9,807					
3	4,903	225,174	1,106195			1,106193
4,5	3,269	300,232	1,659292			1,659290
6	2,452	337,761	2,212389			2,212387
7,5	1,961	360,279	2,765487			2,765485
9	1,634	375,290	3,318584			3,318582
10,5	1,401	386,013	3,871681			3,871679
12	1,226	394,055	4,424779			4,424777

Figura 5.1: Tabella calcolo accelerazioni

permettere l'impatto del cubo senza variazioni energetiche, vedi figura 5.2. La forza è rappresentata da una funzione a gradino negativo (plottando le forze applicate ai cubi rispetto al tempo di simulazione) Per caratterizzare la funzione a gradino vengono cal-

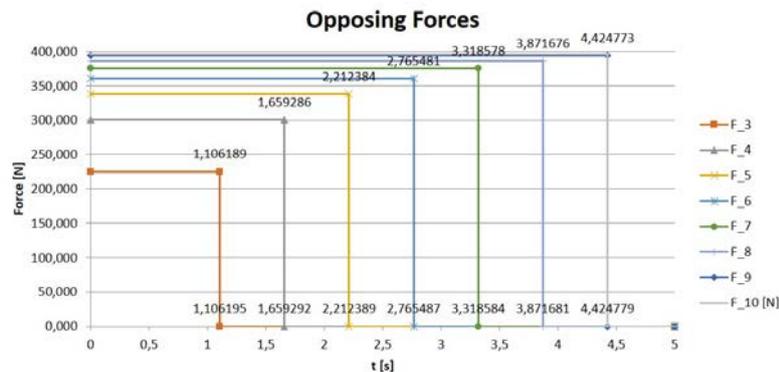


Figura 5.2: Gradino applicazione forza

colati i tempi relativi a $F = F_{max}$ e $F = F_{min} = 0$

Il tempo relativo a F_{min} è funzione del tempo di caduta $F(1,106195) = 0$. Il tempo corrispondente a $F(t') = F_{max}$ è posto $t' = t_0 - timestep$.

Il load case sarà composto da: mesh della geometria di partenza, vincoli fissi ai supporti al telaio (condizione peggiorativa accettata per normativa) con 9 cubi in cascata modellati a solid. Il tempo di simulazione sarà pari a 5 s, sommando i tempi di caduta dei 9 cubi.

Per ridurre i tempi di simulazione il primo cubo viene posto ad 1 mm di distanza rispetto al tetto della cabina con una velocità iniziale pari a $v = \sqrt{2g(h_{mm} - 1)}$, il secondo cubo sarà posto a 1,5 m di altezza di conseguenza gli altri, tabellata in figura 5.10.

Per i contatti viene utilizzata formulazione Penalty con il comando Body Interaction, gli elementi CONTA [26] sono sovrapposti alla superficie del cubo anche se è attivato il comportamento come corpo rigido. Per dimostrare se l'assunzione di applicare la forza ai cubi è accettabile viene avviata la simulazione monitorando l'accelerazione del cubo 3, in cui è applicata la forza baricentrale. Confrontando l'accelerazione con il gradino di forza si ottiene in figura 5.3: Si può notare che impostando $t' = t_0 - timestep$ la forza

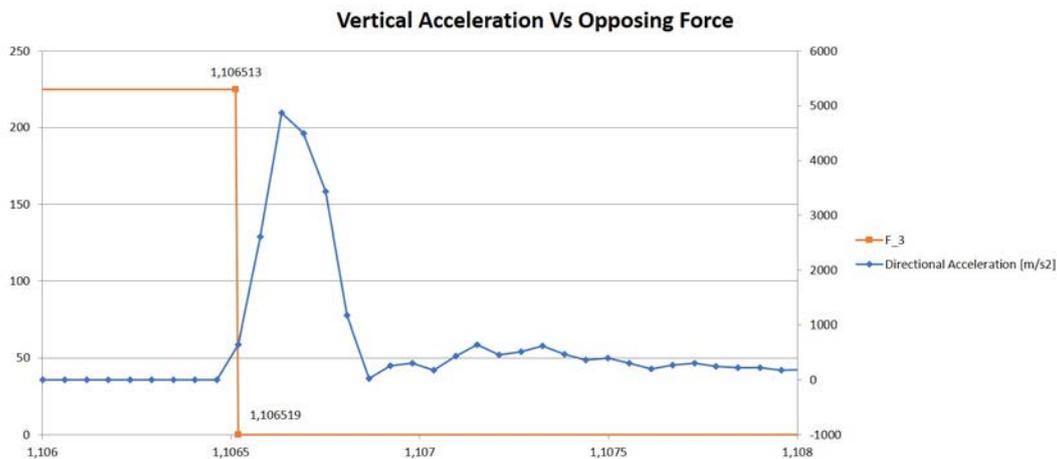


Figura 5.3: Gradino applicazione forza su impattore 3

è non nulla quando il cubo entra in contatto con la cabina. Il problema risiede nel fatto che se la forza è ancora attiva quando il cubo impatta con la cabina la velocità finale non sarà quella voluta e quindi l'energia di impatto può essere sottostimata. Viene riaggiornato il tempo finale, in figura 5.4, si nota che non ci sono variazioni apprezzabili. Si vuole valutare un caso peggiorativo, se la taglia della mesh viene portata da 15mm a 40 mm il timestep si dilata quindi l'errore sulla valutazione dell'istante per $F = 0$ aumenta di conseguenza. Confrontando l'accelerazione del cubo per una mesh con correzione della forza e con mesh a 40 mm in figura 5.5:

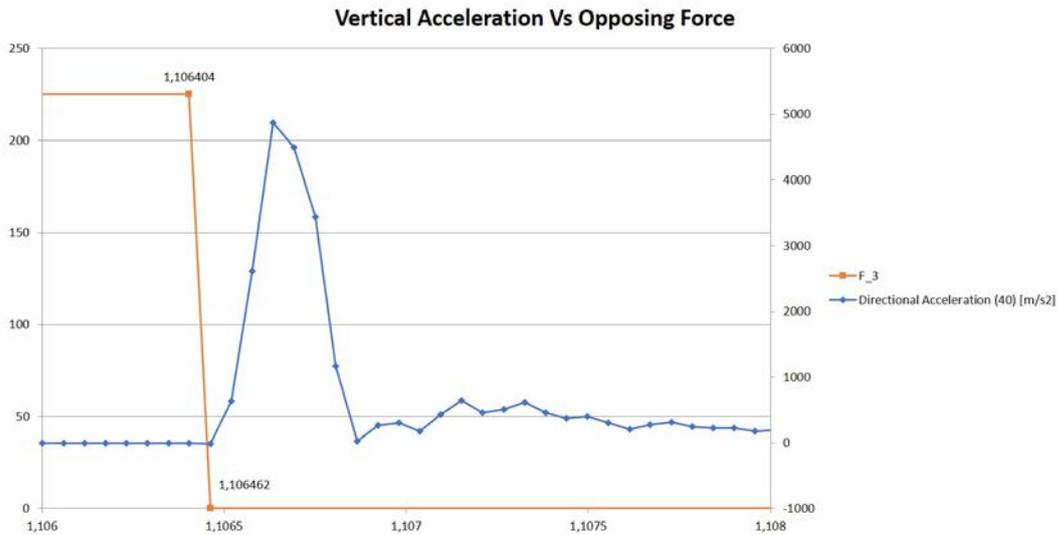


Figura 5.4: Gradino applicazione forza su impattore 3

Quindi supponendo l'istante finale dell'applicazione della forza pari ad un timestep si commette un errore inferiore all' 1%. La forza verrà utilizzata anche per evitare che i cubi rimbazzino sul tetto della cabina una volta avvenuto l'urto.

Analizzando i risultati dal punto di vista dello spostamento si nota che nella cascata dei cubi gli ultimi tre subiscono una rotazione.

Secondo normativa il cubo non può colpire la cabina con lo spigolo; il problema risiede nell'energia di Hourglass, nonostante sia già implementato l'algoritmo di Flanagan Belystcho.

Si ottengono dei benefici modellando gli impattori a shell, risolvendo il problema della rotazione.

Successivamente tale procedura viene implementata al drop cube test con 10 cubi e all'impact test.

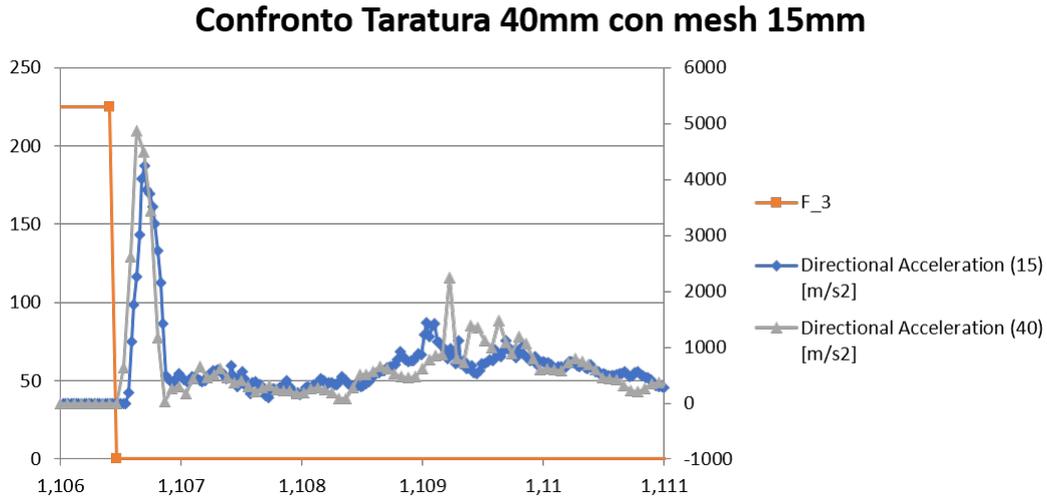
Applicando la modellazione per il calcolo esplicito ad un'altra geometria si reitera la procedura alla stregua del caso precedente.

Da qui in avanti verrà utilizzato il modello di materiale ottimizzato da Capitolo 4.

Dovendo simulare il drop test completo, secondo normativa è prevista la caduta di 10 impattori seguito dall'urto della catasta, questo comporterà un costo computazionale elevato in riferimento ai precedenti casi.

Nella simulazione dell'OHG con 9 impattori in cascata con intervallo tra essi pari a 0,5 secondi il tempo di simulazione totale ammonta 128 ore per 5 secondi di simulazione. Per rendere il calcolo più snello sarà necessario ridurre i tempi di caduta tra un'impattore e il successivo.

Viene, in prima analisi, valutato il tempo di smorzamento della struttura per verificare se l'utilizzo dei parametri di smorzamento interni al solutore sofferiscono al problema.



(a)

scarto risultato corretto 40 vs 15 [%]	0,089
scarto risultato teorico vs corretto [%]	0,291

(b)

Figura 5.5: Confronto gradino applicazione forza su impattore 3

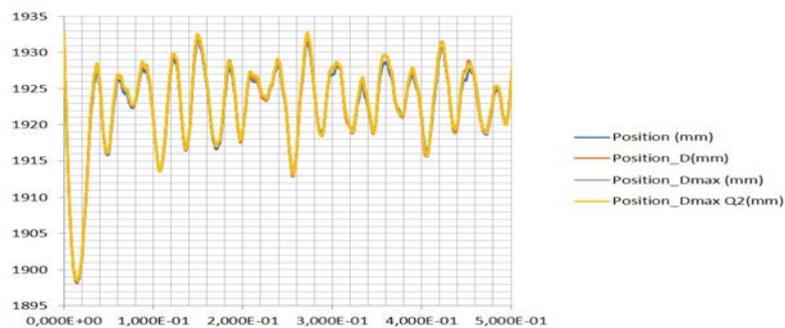


Figura 5.6: Smorzamento OHG 0 con controllo damping solutore

Plottando il risultato di una simulazione della caduta di un cubo singolo in un grafico spostamento lungo la verticale rispetto al tempo, utilizzando i controlli del damping non si nota alcun beneficio in termini di smorzamento.

Plottando senza controlli di damping si può notare in figura 5.7 la struttura continua a vibrare oltre il tempo economico per la simulazione superando i 0,5 secondi senza estinguere la vibrazione.

Si giunge a due conclusioni:

Per l'economicità del lavoro non si attende lo smorzamento strutturale completo considerando inoltre che il tempo in cui avviene il fenomeno di impatto è circa di 20 ms.

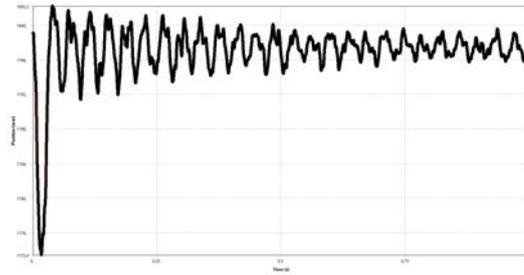


Figura 5.7: Tempo di rilassamento OHG

Considerando lo smorzamento strutturale il tempo tra un cubo e il successivo dovrà essere $t \geq 0,553s$.

5.1.1 OHG 1

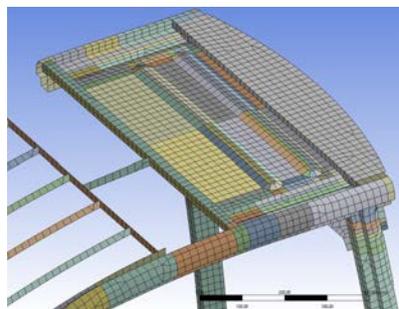
Implementando la procedura per una nuova cabina, denominata OHG 1, è visibile in figura 5.8 a) la geometria risultato della semplificazione da CAD 3D ambiente SpaceClaim. In figura 5.8 b) si può notare la mesh ottimizzata con taglia elemento di 20



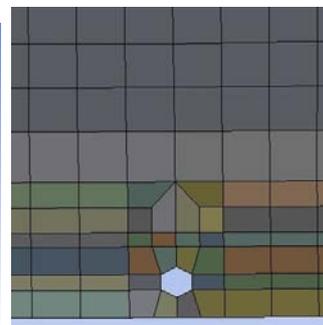
(a) Sezione media OHG 1



(b) Mesh OHG 1



(c) Particolare Mesh OHG 1



(d) Particolare Foro Mesh OHG 1

Figura 5.8: Dettagli modellazione OHG 1

mm ed element quality pari a 0,3. In c) è rappresentato il particolare del tetto della protezione, in cui si è cercato il compromesso migliore tra grado di distorsione dell'elemento e semplificazione.

I fori presenti nella piastra anteriore dell'OHG 1 sono modellati con la tecnica Mesh Transition, in quanto per diametri inferiori ai 20 mm l'utilizzo dell'algoritmo interno tende ad elementi degeneri.

Nella protezione conducente 1 gli attacchi al telaio nella parte posteriore del carrello sono realizzati con dei profili stampati; data l'esigua sezione resistente è stato modellato con elementi shell. Nei punti dove il rapporto tra la lunghezza del componente e il suo spessore diminuisce è stata utilizzata la tecnica delle Solid Shell. Viene modellato il perimetro del profilo in figura 5.9, evidenziato in verde, avente spessore equivalente al volume del solido di partenza. La cabina sarà vincolata bloccando tutti i gradi di

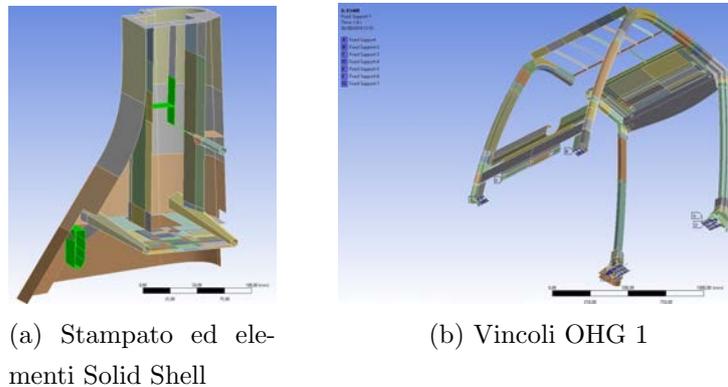


Figura 5.9

libertà in corrispondenza degli attacchi a telaio come in figura 5.9 b).

Per simulare il Drop Test completo si disporranno i cubi in cascata, figura 5.10 a) le altezze dei cubi sono calcolate:

$$h' = 1,5 - \frac{v_0^2}{2g} \quad (5.2)$$

con:

v_0 : la velocità iniziale

g : accelerazione di gravità

La velocità iniziale si calcola noti i tempi di caduta assegnati ai cubi. Avendo imposto la caduta sequenziale ogni 40 ms, il primo impattore colpirà la cabina per $t=0,08$ s, il secondo per $t=0,12$ s e così via.

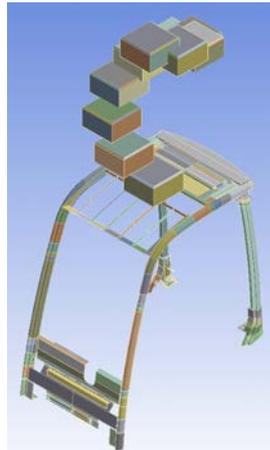
La velocità finale v_f che raggiunge l'impattore è calcolata nota l'altezza da normativa,

$$v_f = \sqrt{2gh}$$

Risulta allora:

$$v_0 = v_f - g * t_{impattore_i-esimo} \quad (5.3)$$

Dall' altezza calcolata in 5.2 si calcola l'altezza di ciascun cubo h''



(a) Configurazione Impattori Drop Cube Test

t [s]	0,040		OHG 1	OHG 3
h [mm]	1,500	1,499	0,53758	1,08312
g [m/s ²]	9,806		1410,656	1407,821
v [m/s]	5,424	5,422	1,323715	1,344547
t [s]	V0 [m/s]	h' [m]	h'' [m]	h'' [mm]
0,080	4,639	1,097	0,403	402,528
0,120	4,247	0,920	0,580	580,257
0,160	3,855	0,758	0,742	742,297
0,200	3,463	0,611	0,889	888,647
0,240	3,070	0,481	1,019	1019,308
0,280	2,678	0,366	1,134	1134,279
0,320	2,286	0,266	1,234	1233,560
0,360	1,894	0,183	1,317	1317,152
0,400	1,501	0,115	1,385	1385,055
0,440	-1,068	0,058	0,479	479,460
0,440	0,294	0,004	1,079	1078,704

(b) Condizioni iniziali Drop Test

Figura 5.10: Condizioni iniziale Drop Test

Per l'impact test la catasta è stata modellata con elementi solidi, la geometria ha dimensioni 650mm in altezza, 3700mm di larghezza e 960mm di profondità. Come per gli impattori è stato assegnato il comportamento rigido con mesh di 40mm, favorendo la velocità del calcolo.

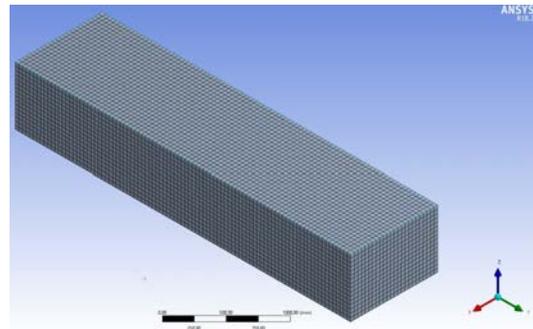


Figura 5.11: Modello Catasta

Il tempo di simulazione è stato ripartito nel modo seguente:

- Da $t=0$ a $t=0,44$: intervallo del tempo di caduta dei cubi (cube drop test)
- da 0,44 a 1,44 : tempo impact test

E' sufficiente 1 secondo per l'impact test per non avere problemi legati a smorzamenti strutturali.

Terminata la simulazione in 30 ore, con un timestep critico pari a $t_{CFL} = 3,0e-6$ viene

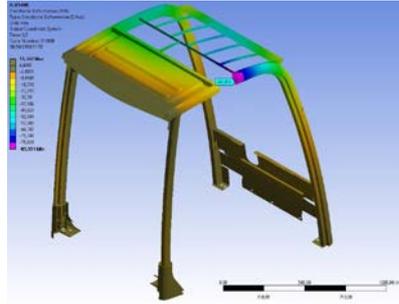


Figura 5.12: Spostamento finale in direzione verticale OHG 1

plottato un esempio di deformazione finale, in direzione verticale in figura 5.12. Dai risultati in termini di stato di deformazione principale verranno successivamente decise le posizioni per le operazioni di incollaggio degli estensimetri. Le foto delle posizioni sono riportate in appendice.

5.1.2 OHG 2

La seconda protezione OHG 2 è ricavata modificando la prima, mentre le condizioni di carico sono rimaste inalterate. In figura 5.13 a) si può notare che il traverso destro della protezione ora è costituito da un tubolare unico inoltre è presente una struttura che funge da pianale. Questi interventi strutturali chiudendo la protezione hanno un effetto benefico in termini di deformata finale, come ci si aspetta, rispetto ad OHG 1, le deformazioni saranno più contenute.

La protezione 2 non è fissata rigidamente al telaio del carrello elevatore associato, cambiano quindi le posizioni dei vincoli come indicato in figura 5.13 c)

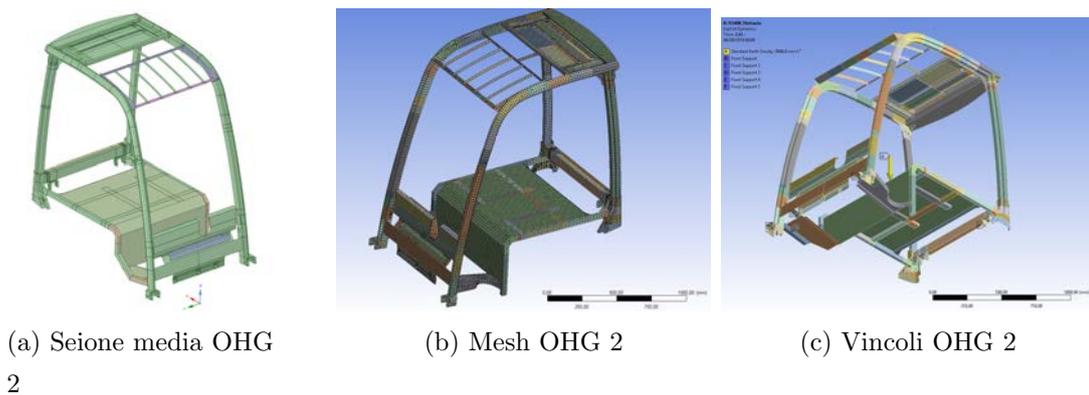


Figura 5.13: Dettagli OHG 2

La qualità della mesh in figura 5.13 b) è rimasta costante con un element quality pari a 0,3; il calcolo si è concluso in 30 ore con $t_{CFL} = 3,0e - 6$. Plottando il risultato dello spostamento verticale finale in figura 5.14:

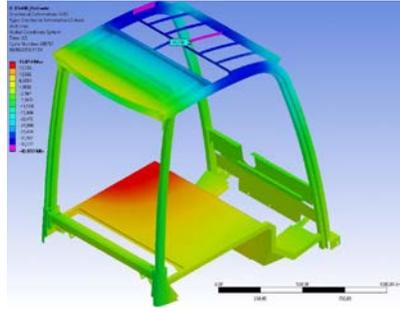


Figura 5.14: Spostamento direzione verticale OHG 2

Similmente per la protezione 1 analizzando lo stato di deformazione è possibile stabilire le posizioni degli estensimetri riportati in appendice.

5.1.3 OHG 3

Per l'OHG 3 il tonnellaggio del carrello a cui fa riferimento è aumentato passando a 3,5 t. Si tratta di una cabina caratterizzata da un'area operativa maggiore, in figura 5.15 a) è rappresentata la sezione media .

Nel processo di semplificazione e meshing in figura 5.15 b), c) si noti il particolare della Mesh Transition per i fori, garantendo un element quality che si attesta a 0,4.

La protezione conducente 3 è vincolata a telaio tramite 4 piastre, per cui verranno inseriti vincoli fissi nel modello, in figura 5.15 d).

Le dimensioni maggiori per OHG 3 comportano un aumento degli elementi di conse-

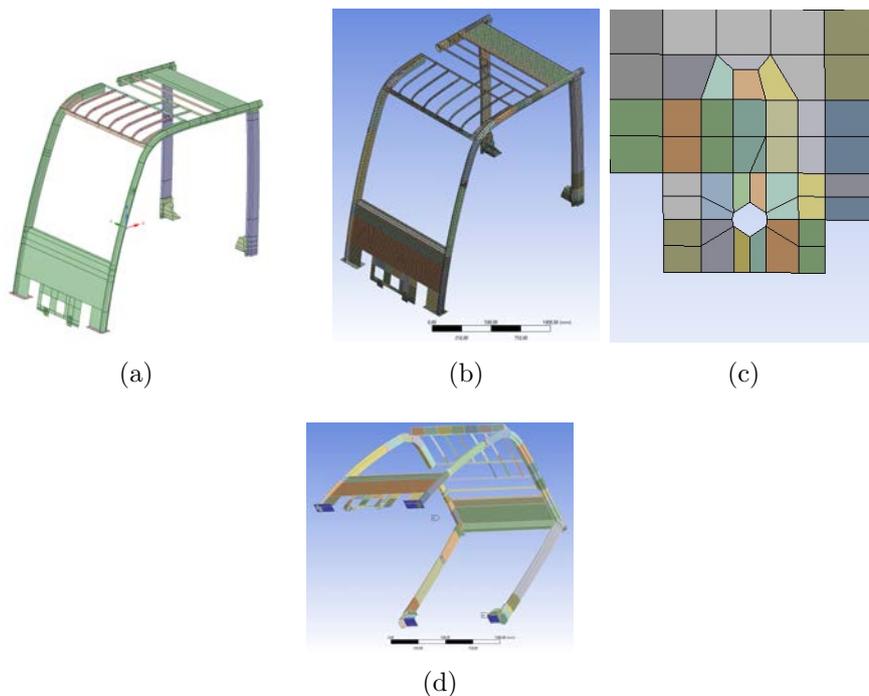


Figura 5.15: Dettagli mesh OHG 2

guenza un aumento del tempo di integrazione arrivando a 45 ore.

Per un tonnellaggio superiore a 2 tonnellate secondo normativa prevede che il dispositivo protezione conducente assorba un'energia di 21760 J.

In figura 5.16 è visibile la deformata finale dopo 1,4 secondi di simulazione.

Le posizioni degli estensimetri sono riportate in appendice.

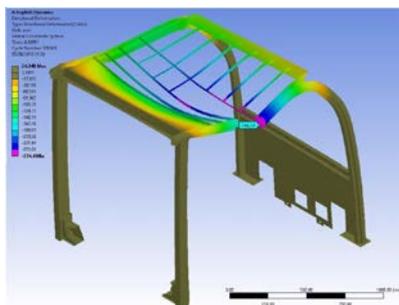


Figura 5.16: Spostamento direzione verticale OHG 3

5.2 Drop Test OHG

Per effettuare i test reali dei 3 modelli di OHG è necessario che ci sia riferibilità con i vincoli imposti nella simulazione FEM.

Per questo motivo è stato progettato ad-hoc un supporto rigido che simuli il vincolo fisso imposto alle protezioni a calcolo.

Il supporto realizzato in acciaio da costruzione è costituito da una piastra che funge da base su cui sono saldati dei profili tubolari, è necessario inoltre che sia predisposto per il collegamento delle le protezioni che hanno punti di attacco al telaio diversi.

Una seconda caratteristica riguarda le proprietà di rigidità, è necessario, affinché la struttura di base sia paragonabile ad un vincolo fisso che la rigidità del supporto sia sufficientemente maggiore rispetto a quella relativa alla protezione.



Figura 5.17: Struttura supporto OHG

5.2.1 Drop Cube Test test

Una volta effettuate le operazioni di incollaggio degli estensimetri alle tre protezioni conducenti è possibile configurare il primo test in base alla normativa.

Una volta bloccata la protezione 1 a telaio in figura 5.2.1 si procede al collegamento degli estensimetri con la centralina di acquisizione dati System 7000.

In figura 5.2.1 a),b),c) sono rappresentati tre istanti della caduta del primo impattore per l'OHG 1.



Figura 5.18: Drop Cube Test OHG 1

La procedura prevede di fissare il cubo al dispositivo di sgancio, portarlo all'altezza normata, cominciare l'acquisizione dati e successivamente sganciare il cubo.

Dopo che il cubo ha effettuato il primo rimbalzo si attende che si fermi sul tetto della protezione o all'altezza limite della catena di sicurezza del dispositivo di sgancio.

Verificato che il cubo non abbia colpito la cabina con lo spigolo si può terminare l'acquisizione dati e procedere con il secondo impattore cambiando posizione.

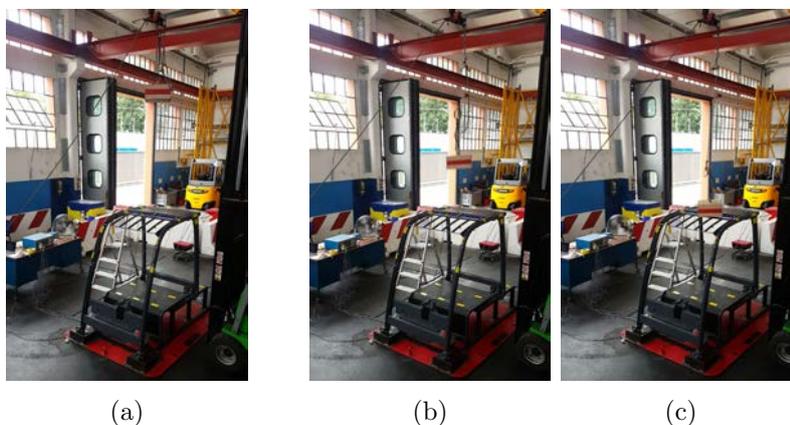


Figura 5.19: Drop Cube Test OHG 2

La stessa procedura è stata eseguita per le OHG 2 in figura 5.19 a),b),c) e per OHG 3 figura 5.20 .



Figura 5.20: Drop Cube Test OHG 3

5.2.2 Impact test

Per l'impact test si procede bloccando la protezione al supporto, vengono collegati gli estensimetri alla centralina di acquisizione dati. Con l'ausilio di una gru viene alzata la catasta e portata all'altezza normata, per OHG 1 ed OHG 3 pari a 537 mm e per OHG 3 1080 mm .

Si attende che la catasta sia posizionata stabilmente, in figura 5.21 a),b),c), in corrispondenza del SIP; con un comando idraulico la catasta verrà sganciata dalla gru di sollevamento e colpirà la protezione conducente.

Avvenuto l'impatto si attende che il fenomeno si stabilizzi, si interrompe l'acquisizione dati e si procede con le cabine OHG 2 ed OHG 3. In figura 5.22 sono rappresentate le

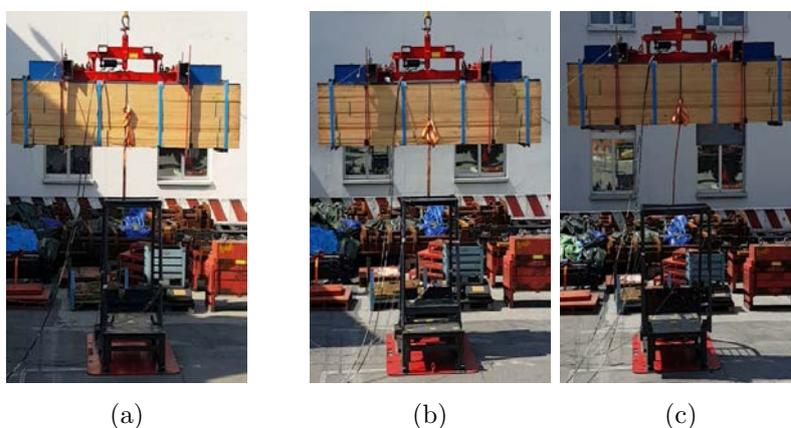


Figura 5.21: Impact Test

deformazioni plastiche finali: a) OHG 1, b) OHG 2 , c) OHG 3.

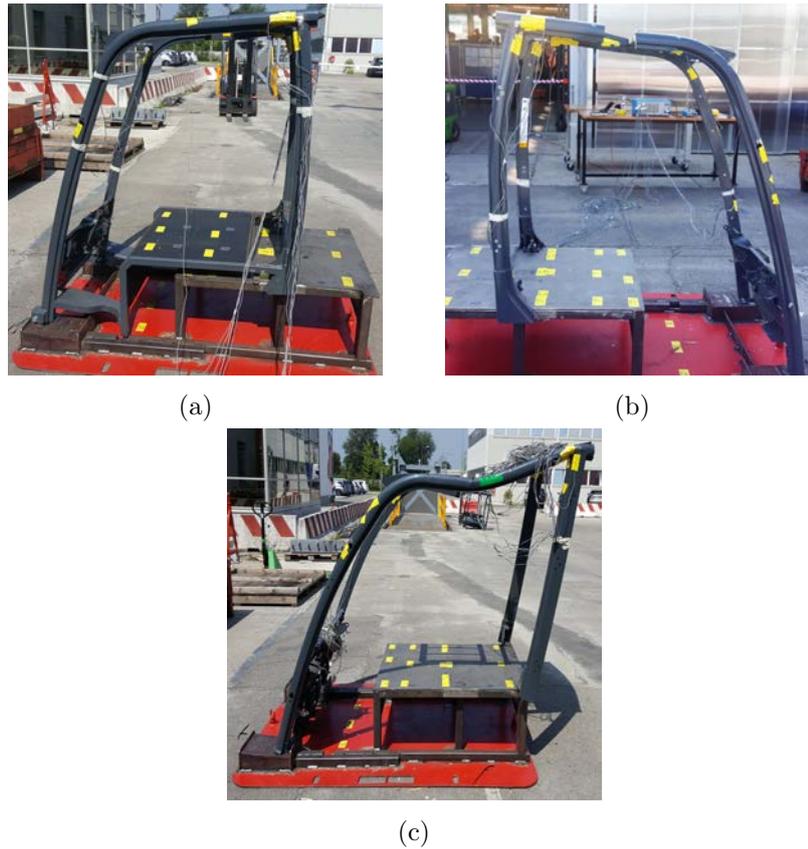


Figura 5.22: Deformata finale dopo Impact Test

5.3 Risultati Drop Cube Test - Impact Test

Prendendo come riferimento la protezione in figura 5.23 a) le posizioni di caduta dell'impattore sono state eseguite con un dispositivo laser. L'operatore porterà il primo cubo in posizione di sgancio e con il nastro adesivo giallo si segna il punto di caduta verticale, si procede in modo analogo per gli impattori rimanenti. Lo stesso principio è stato usato per le altre due protezioni.

Nei dati raccolti in tabella 5.24, le misure sono raggruppate per modello di protezione conducente.

Con *Start* viene indicata la misura dalla posizione contrassegnata dall'adesivo giallo al punto successivo in corrispondenza del tetto della cabina.

Le misure con *After cube* indicano la distanza tra la posizione della base (nastro giallo) e il corrispondente punto verticale sulla cabina deformata. I dati vengono raccolti con questa procedura:

P1 : dopo che è stato lanciato il cubo 1

P2 : dopo che è stato lanciato il cubo 2

e così via.

Con *difference* si indica la differenza tra le due misure; per superare il test, da norma-



(a) Riferimento misurazioni Cube Drop Test



(b) Riferimento misurazioni Impact Test

Figura 5.23: Riferimento misurazioni

tiva , il valore di *difference* minimo dovrà essere minore di 1,721 . Per l'impact test

MODEL		CUBE DROP TEST								
		P1 [adm]	P2 [adm]	P3 [adm]	P4 [adm]	P5 [adm]	P6 [adm]	P7 [adm]	P8 [adm]	P9 [adm]
OHG 1	START	0,999	1,000	1,000	0,792	0,793	0,794	0,795	0,800	0,795
	AFTER CUBE	0,997	0,996	0,998	0,791	0,792	0,793	0,795	0,800	0,795
	Difference	2,429E-03	3,643E-03	2,429E-03	1,214E-03	1,214E-03	6,072E-04	0,000E+0	0,000E+0	0
OHG 2	START	0,871	0,874	0,872	0,917	0,922	0,917	0,995	1,000	0,992
	AFTER CUBE	0,869	0,867	0,871	0,915	0,918	0,916	0,993	0,998	0,993
	Difference	1,514E-03	6,813E-03	1,514E-03	1,514E-03	3,785E-03	1,514E-03	1,514E-03	2,271E-03	7,570E-04
OHG 3	START	0,980	0,980	0,979	0,999	0,999	1,000	0,993	0,994	0,993
	AFTER CUBE	0,977	0,974	0,973	0,997	0,995	0,997	0,993	0,994	0,993
	Difference	2,961E-03	5,922E-03	5,922E-03	2,221E-03	4,441E-03	2,961E-03	0,000E+0	0,000E+0	0,000E+0

Figura 5.24: Tabella Misurazione Confronto Drop Cube Test

si procede similmente misurando con il puntatore laser la distanza tra il punto centrale del tetto e la base rialzata della struttura di appoggio, come in figura 5.23 b) .

I dati sono raccolti nella tabella 5.25.

MODEL	IMPACT TEST [adm]	FEM IMPACT TEST [adm]	SCARTO [%]
OHG 1	1,000	1,037	3,7
OHG 2	0,941	0,970	3,1
OHG 3	0,910	1,087	19,4

Figura 5.25: Misurazione Confronto Impact Test

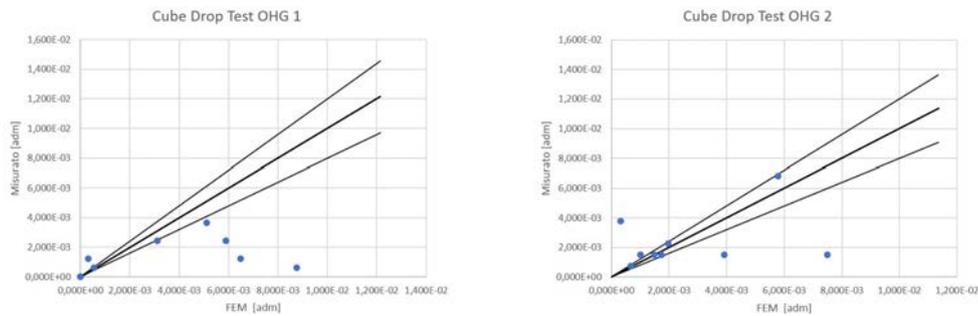
Capitolo 6

CONCLUSIONI

6.1 Compatibilità tra simulazione e test sperimentale

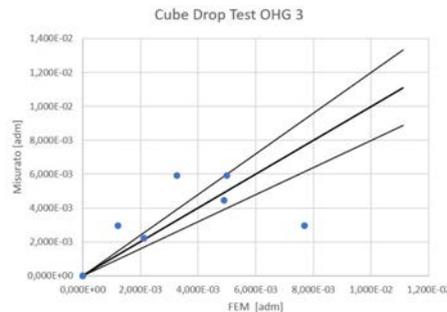
Dai dati raccolti in figura 5.24 e 5.25 sono stati rappresentati nei seguenti grafici che rappresentano la correlazione tra le misure riportate dai test fisici ed i risultati del modello FEM.

Prendendo come riferimento il grafico a) in figura 6.1 la bisettrice del primo quadrante



(a) Correlazione OHG 1

(b) Correlazione OHG 2



(c) Correlazione OHG 3

Figura 6.1: Risultati correlazione Drop Cube Test

rappresenta la piena correlazione; in ascissa sono rappresentati gli spostamenti dovuti

al Drop Cube Test ricavati dal modello ad elementi finiti mentre in ordinata sono posti gli spostamenti rilevati sperimentalmente.

La mappa di punti rappresenta il matching tra i due spostamenti per ciascun cubo, quindi in totale saranno 10 punti.

Le altre due rette rappresentano lo scarto del $\pm 20\%$ rispetto alla piena correlazione. La distribuzione dei punti non si puo' ritenere pienamente contenuta all'interno della fascia di accettabilita', è da tenere in considerazione che i risultati agli elementi finiti presentano le seguenti caratteristiche:

I cubi sono modellati come corpi rigidi, caso peggiorativo

I tempi di rilassamento della struttura sono stati accorciati per motivi di economicita' del calcolo. Da queste due fattori si puo' supporre che le deformazioni a calcolo sono

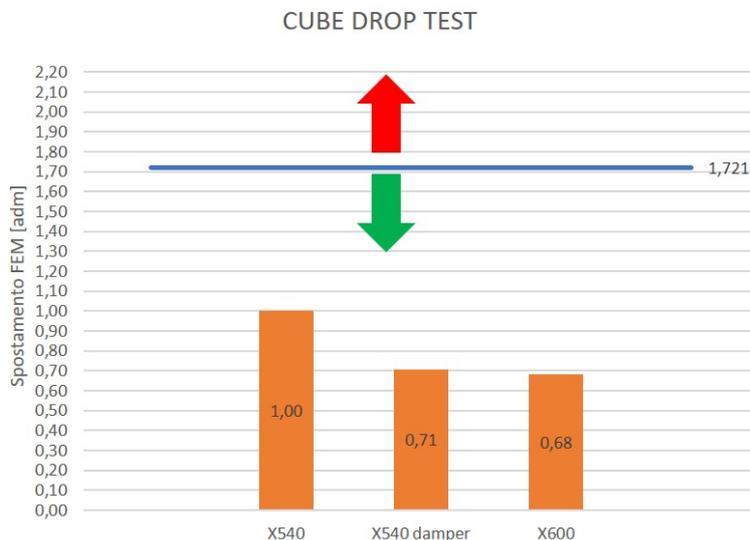


Figura 6.2: Confronto Normativa ANSI B56.1

sovrastimate causando una deriva dei risultati.

Facendo un riferimento alla normativa ANSI B56.1 la verifica deve essere fatta dopo che tutti gli impattori hanno colpito la protezione conducente.

Seguendo questo principio, in figura 6.2 vengono riportati i valori della deformazione dopo aver completato il drop cube test nel modello FEM.

Si nota che per il criterio imposto da normativa il test risulta passato.

Per l'analisi dei risultati dell'impact test si procede come per Figura6.1, in questo caso le rette nere affiancate alla bisettrice rappresentano uno scarto del $\pm 10\%$.

Si nota come i risultati finali siano compatibili entro il 10% per OHG 1 ed OHG 2 mentre per OHG 3 entro il 20%.

Per completare la validazione del metodo per i dispositivi di protezione sarà necessario confrontare i valori registrati dalla prova strumentata con i risultati FEM.

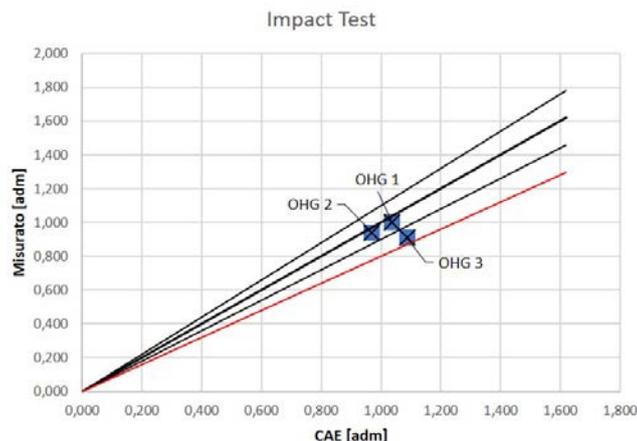


Figura 6.3: Risultati correlazione Impact Test

6.2 Sviluppi futuri

6.2.1 Prototipazione in materiale polimerico

Eseguire il Drop Test per verificare la protezione conducente significa di fatto costruire un prototipo per il test e in caso di fallimento re-iterare fino al superamento della prova. Questa procedura risulta essere economicamente svantaggiosa; utilizzando la prototipazione rapida si potrebbe superare il limite imposto dai costi per rinnovare la protezione conducente in acciaio, con un prototipo in materiale polimerico.

La prima problematica riguarda il fatto che il materiale polimerico è fragile mentre l'acciaio da costruzione ha un comportamento duttile con i carichi imposti.

E' stata fatta una prima analisi di convergenza per un materiale polimerico (ABS), il risultato in termini di taglia della mesh ed energia e riportato in figura 6.4: Si nota che

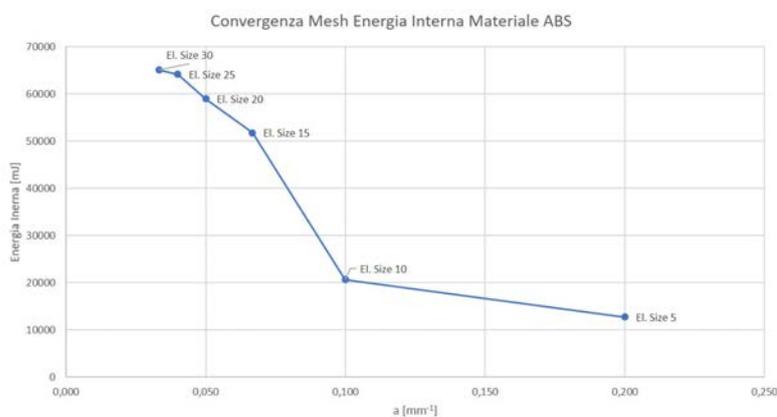


Figura 6.4: Correlazione materiale polimerico ABS

la taglia della mesh che garantisce la convergenza è minore del valore trovato prece-

dentemente con l'acciaio, in particolare per l'ABS è pari a 10 mm rispetto a 20 mm per il materiale S235.

Si è potuto riscontrare inoltre che per modelli in scala 1:1 il comportamento del materiale fragile non è compatibile con i carichi impulsivi, rimane la possibilità di approfondire con l'utilizzo di altri materiali polimerici.

6.2.2 Sottomodellazione

Un altro risultato interessante da raggiungere rappresenta l'implementazione dei sottomodelli per la modellazione esplicita.

In particolare l'assunzione principale fatta per tutte le protezioni conducenti è stata di semplificare la geometria eliminando le saldature dove possibile.

Oltre a rappresentare una discontinuità, la saldatura, comporta effetti sulla distorsione termica indotta, effetti di innesco di cricca e l'effetto di concentrazione delle tensioni.

In figura 6.5 è proposto uno schema nel software ANSYS WORKBENCH dove, imple-

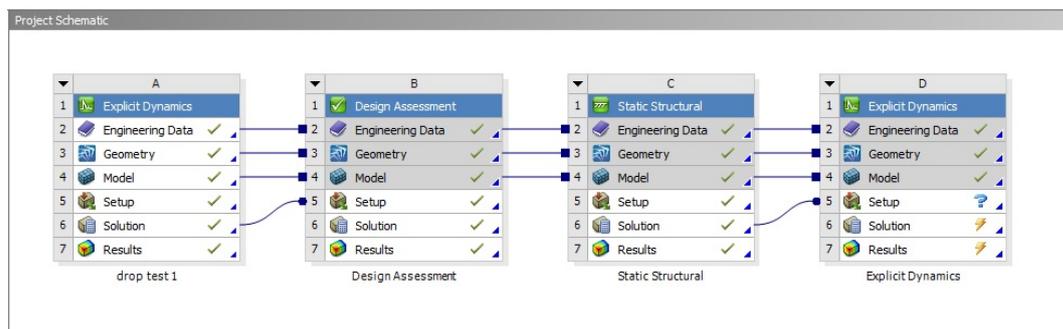


Figura 6.5: Esportazione analisi esplicita con Design Assesment

mentando il blocchetto Design Assesment, è possibile esportare i tensori delle tensioni, delle deformazione elastica e plastica passando per un'analisi implicita.

Noti gli spostamenti nodali in un intorno della saldatura si apre la possibilità di applicare la sottomodellazione per valutare con il metodo implicito lo stato di tensione risultante.

7

APPENDICE

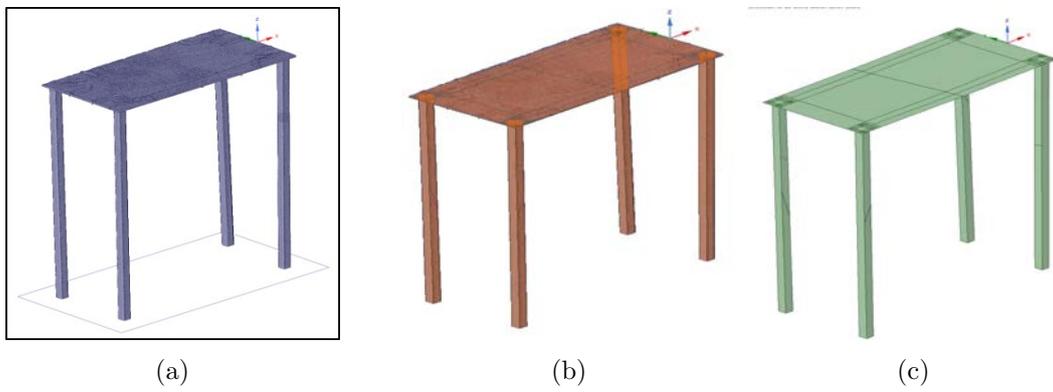


Figura 7.1: Immagini Scansioni GOM per ricavare la sezione media

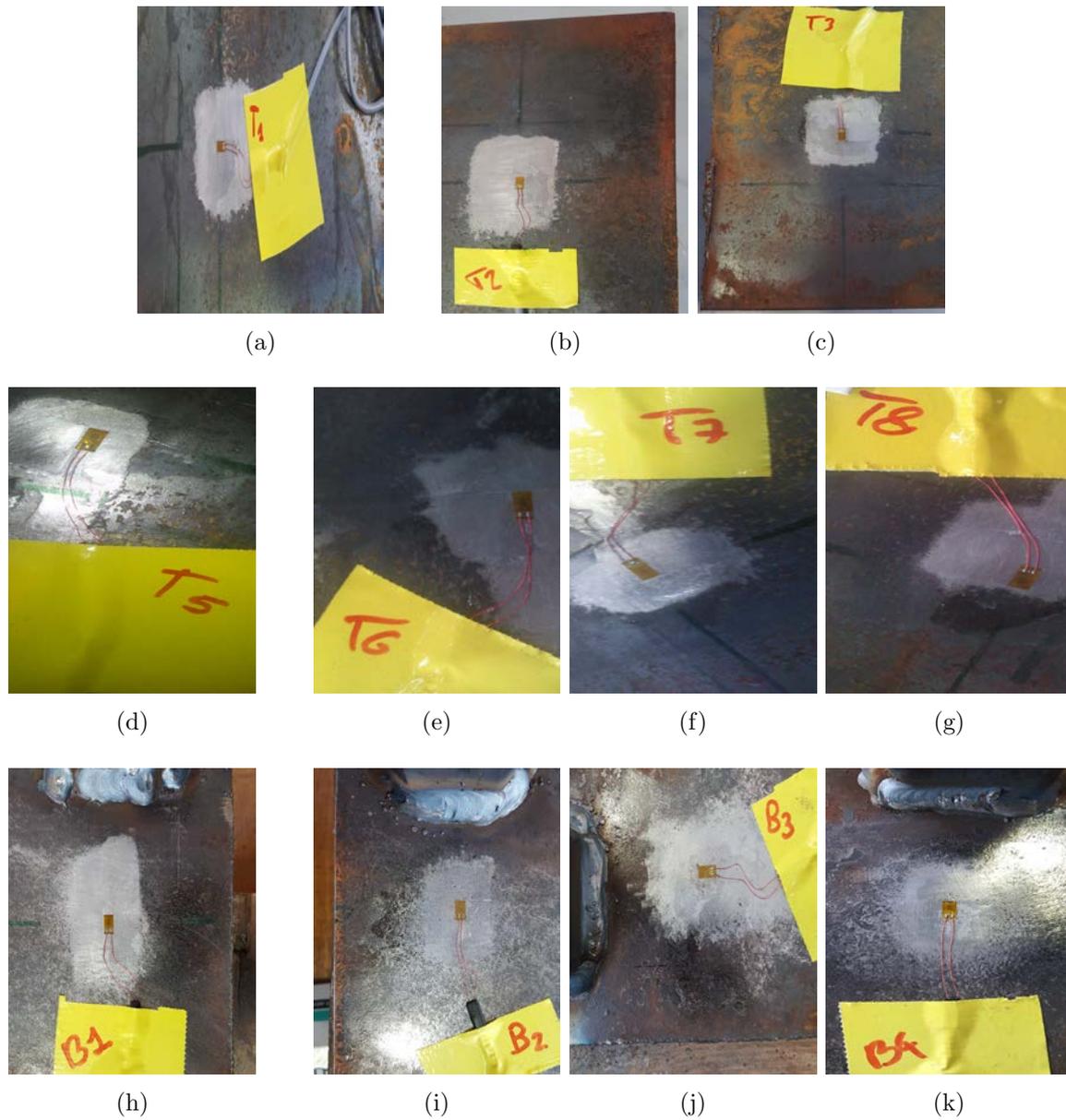


Figura 7.2: Posizione estensimetri Test di validazione

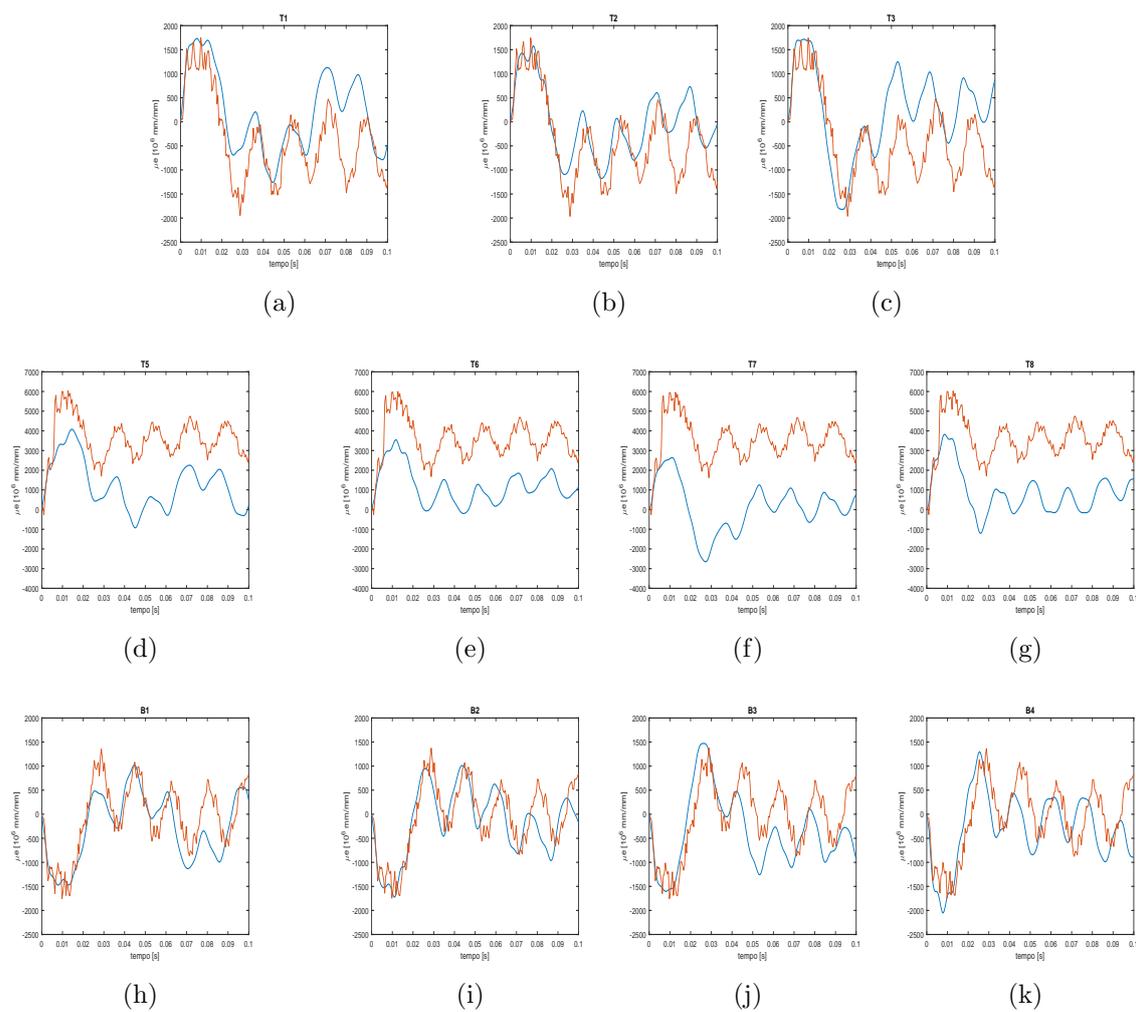


Figura 7.3: Confronto deformazione estensimetri / FEM test di validazione $t=0,1$ s

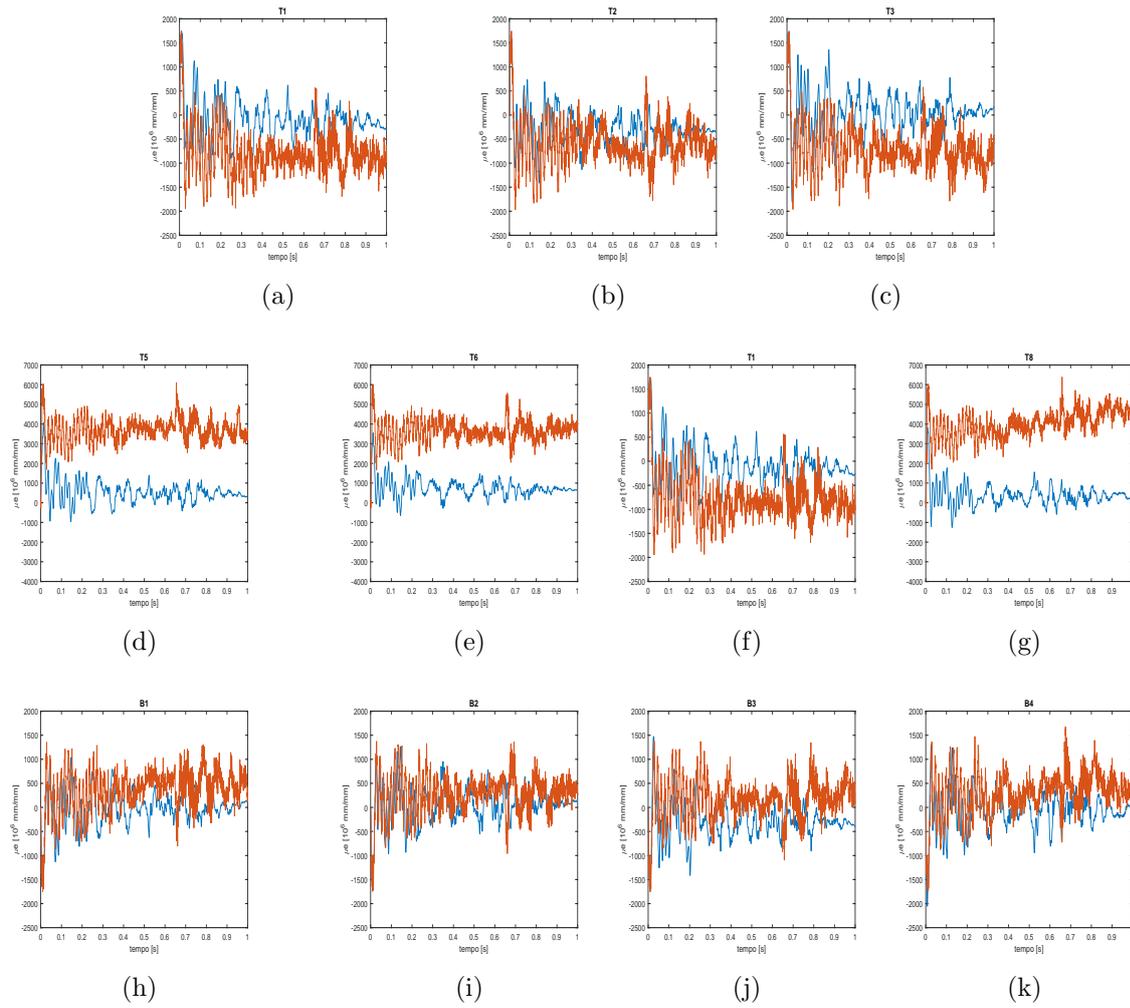


Figura 7.4: Confronto deformazione estensimetri / FEM test di validazione $t=1$ s

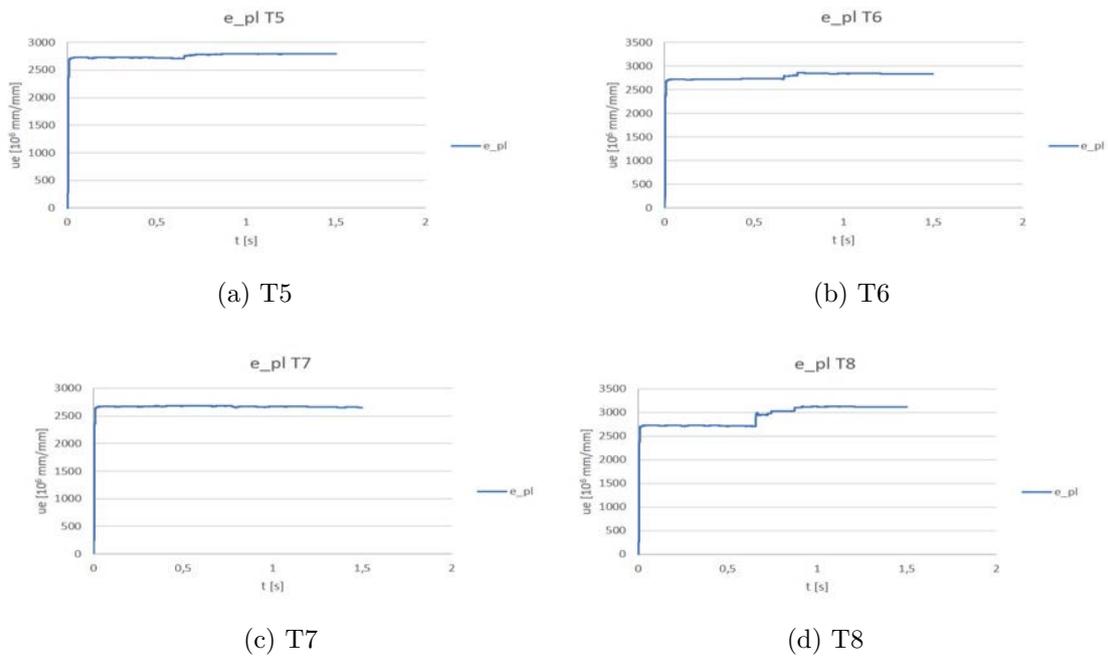


Figura 7.5: Confronto deformazione plastica corretta FEM

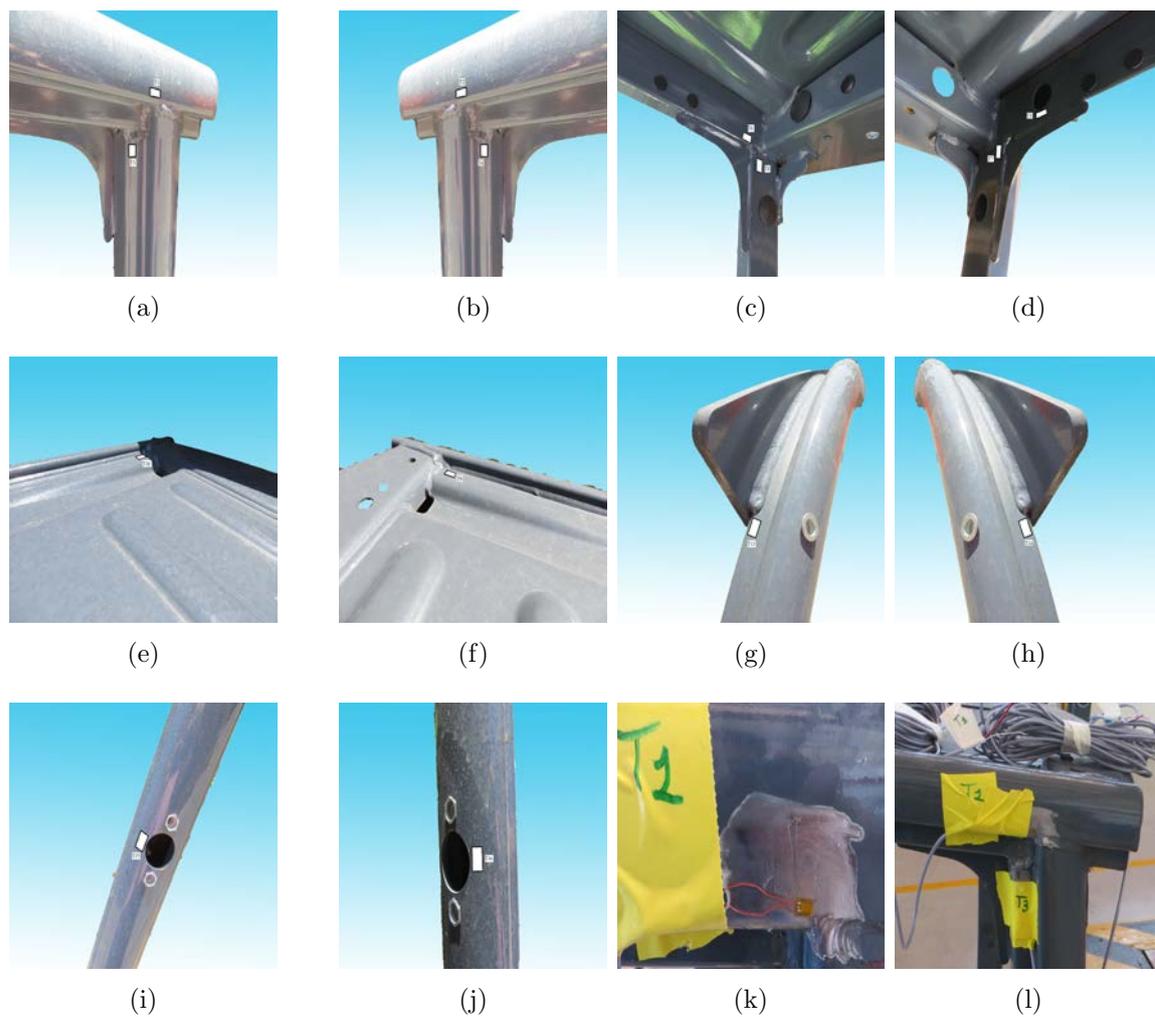


Figura 7.6: Posizione Estensimetri OHG 1

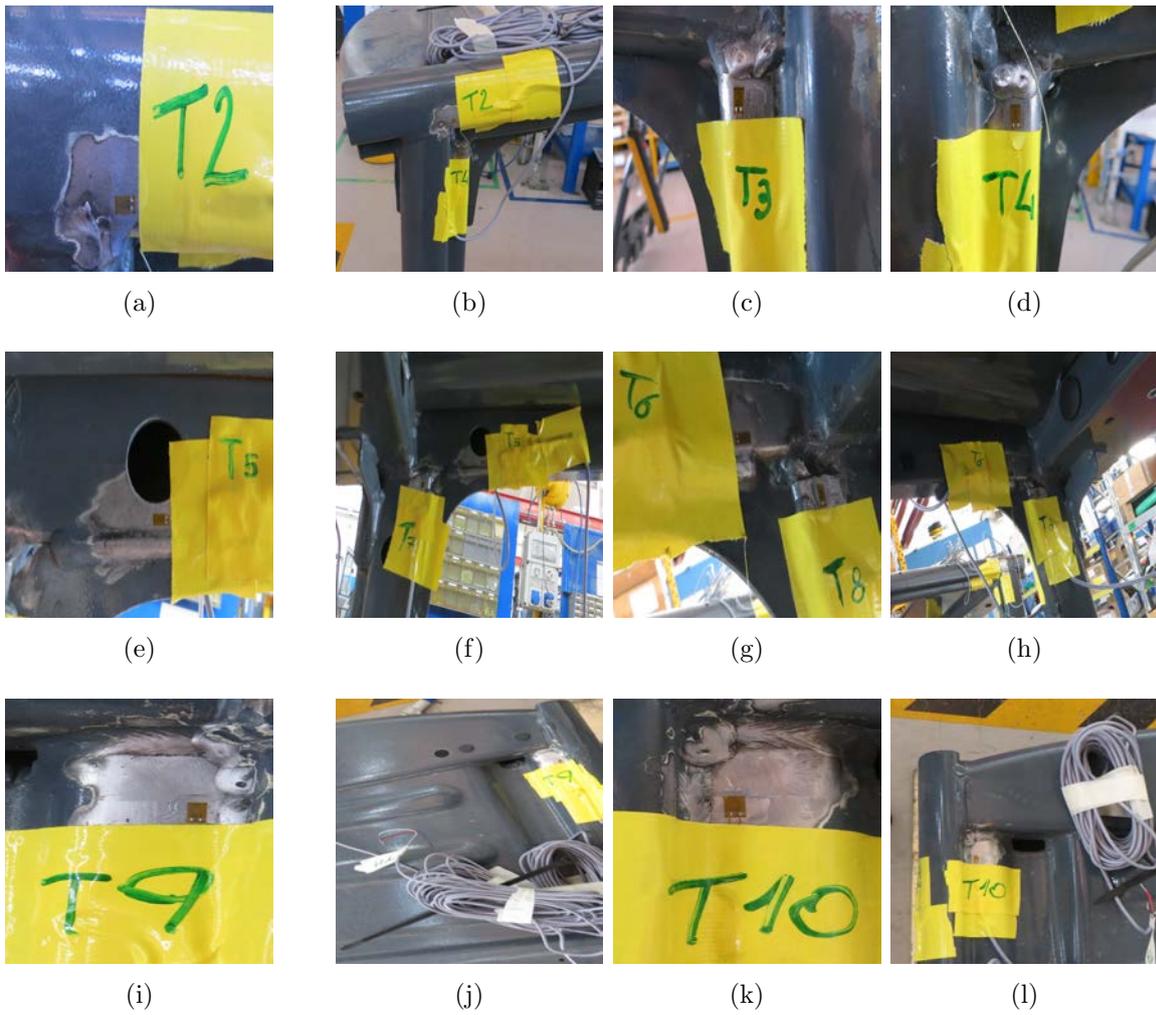


Figura 7.7: Posizione Estensimetri OHG 1

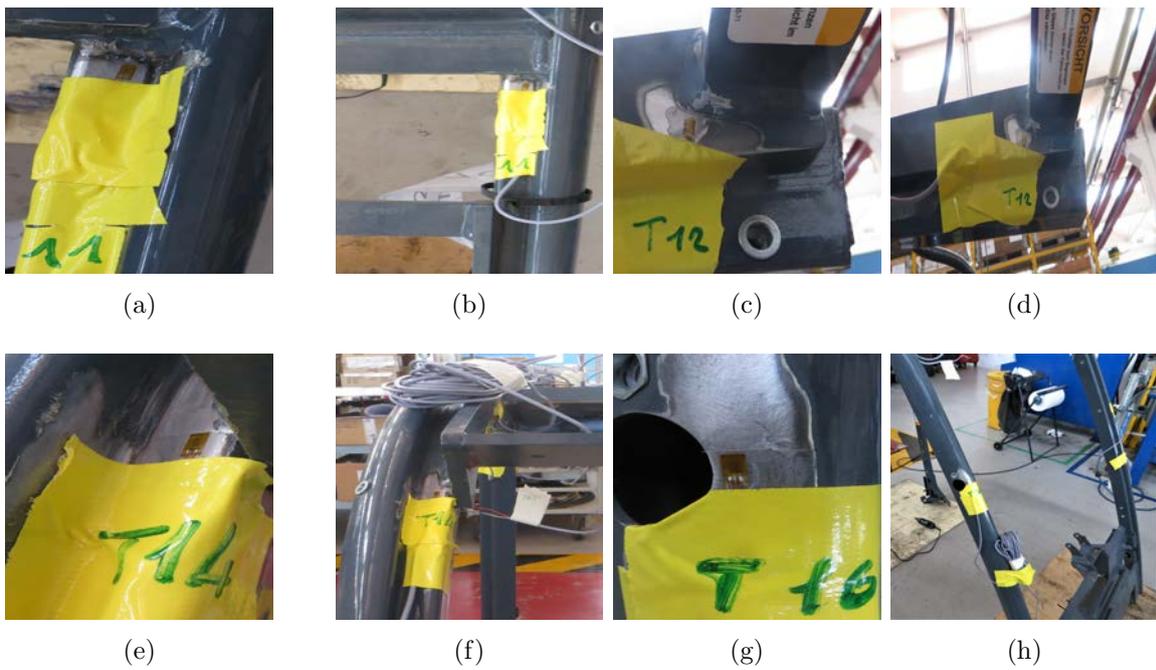


Figura 7.8: Posizione Estensimetri OHG 1

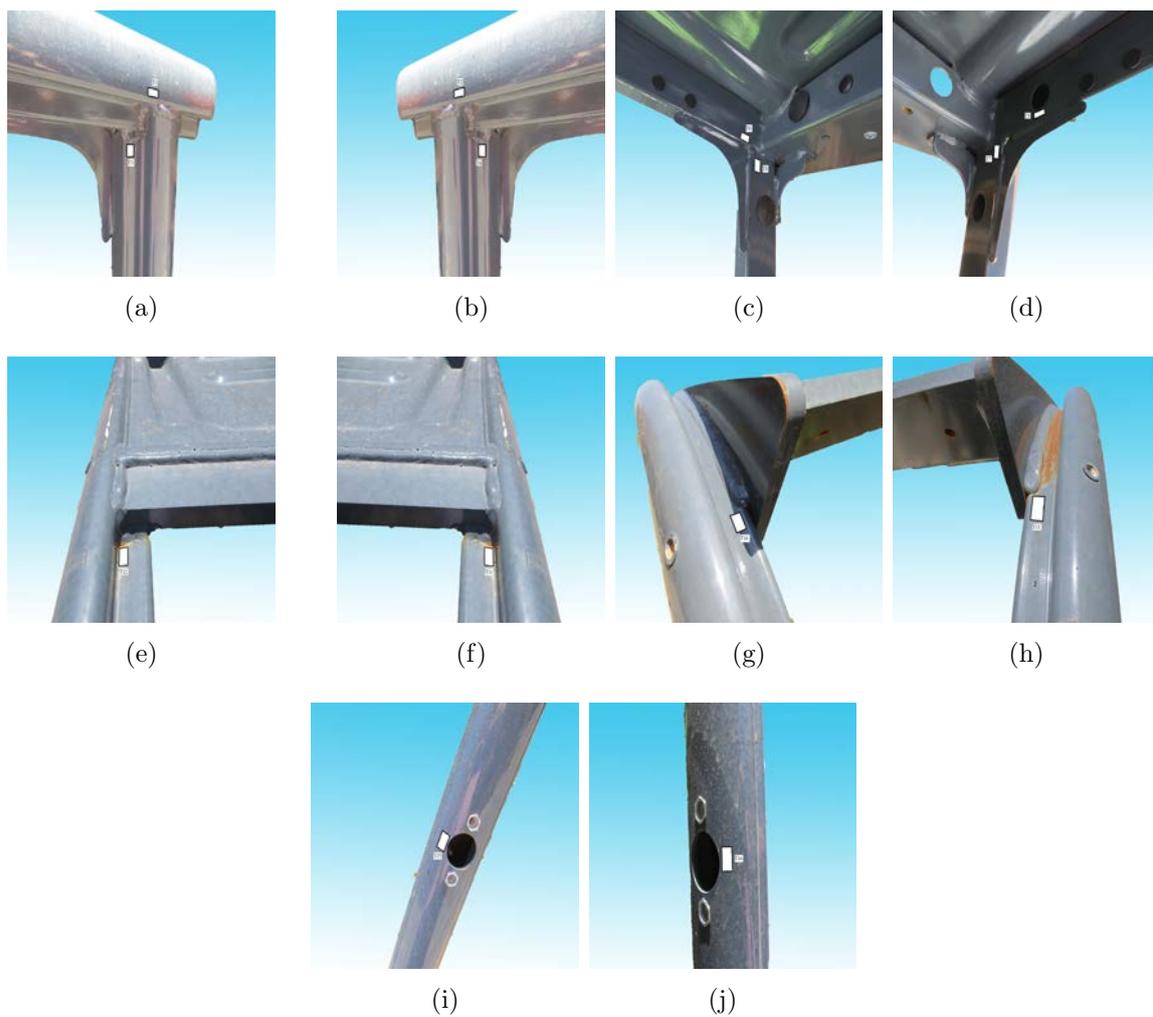


Figura 7.9: Posizione Estensimetri OHG 2



Figura 7.10: Posizione Estensimetri OHG 2

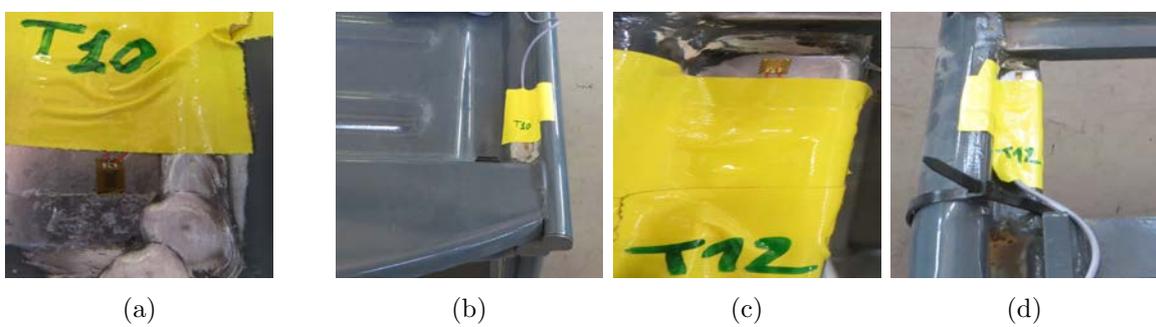


Figura 7.11: Posizione Estensimetri OHG 2



Figura 7.12: Posizione Estensimetri OHG 3

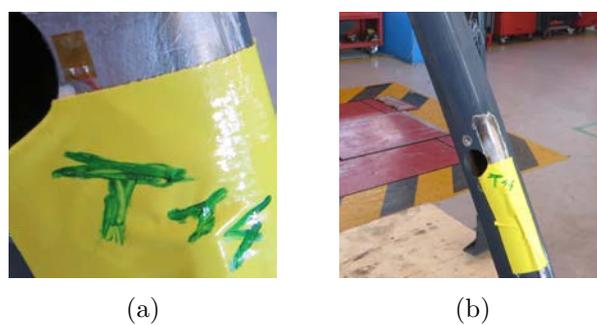


Figura 7.13: Posizione Estensimetri OHG 3

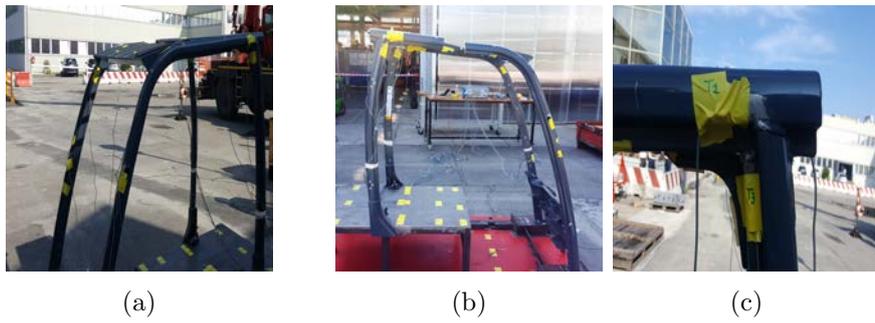


Figura 7.14: Deformazione Impact Test OHG 1

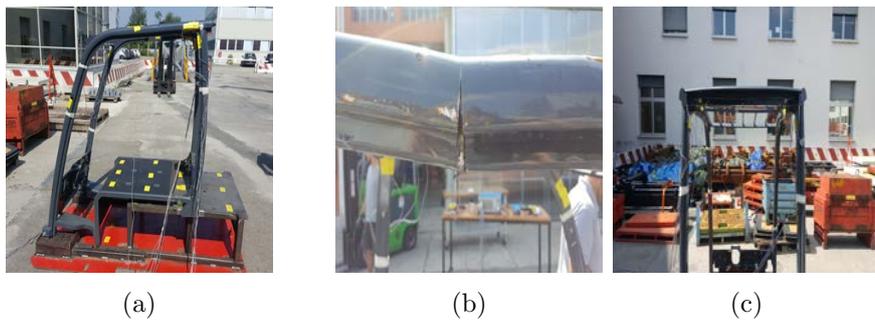


Figura 7.15: Deformazione Impact Test OHG 2

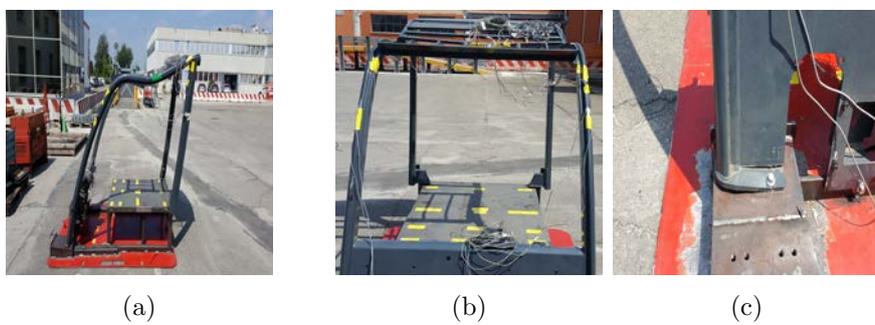


Figura 7.16: Deformazione Impact Test OHG 3

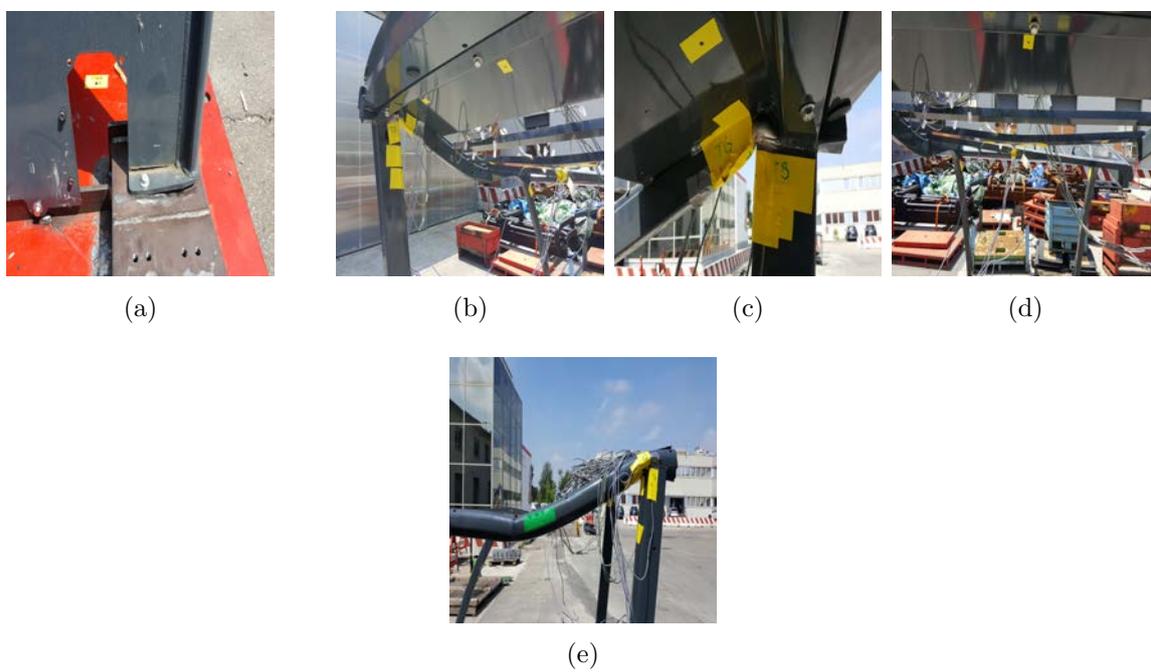


Figura 7.17: Deformazione Impact Test OHG 3

8

BIBLIOGRAFIA

[1] Cesari Francesco. *Metodi di calcolo nella dinamica delle strutture* Pitagora editrice Bologna

[2] Bruno Atzori, *Metodi e procedure di calcolo nella progettazione meccanica*, Laterza Edizioni Universitarie, 2001

[3] OECD, *OECD Standard Codes for the official testing of agricultural and forestry tractors*, Organisation for Economic Co-operation and Development PARIS, February 2018

[http : //www.oecd.org/agriculture/tractors/codes/01 – oecd – tractor – codes – general – texts.pdf](http://www.oecd.org/agriculture/tractors/codes/01-oecd-tractor-codes-general-texts.pdf)

[4] OECD *OECD Standard Code for the official testing of protective structures on agricultural and forestry tractors (static test)* CODE 4, luglio 2012 <http://www.oecd.org/tad/code/Code%204%20-%20Final.pdf>

[5] OECD *Standard code for the official testing of falling object protective structures on agricultural and forestry tractors*, CODE 10, luglio 2012 <http://www.oecd.org/tad/code/Code%2010%20-%20Final.pdf>

[6] Oliver Hechler, Georges Axmann, Boris Donnay, *The right choice of steel according to Eurocode* ArcelorMittal, Commercial Sections, Technical Advisory Luxembourg ArcelorMittal Esch, Research and Development, Structural Long Products, Luxembourg

[7] Keyan Wang, *Calibration of the Johnson Cook Failure Parameters as the chip separation criterion in the modelling of the orthogonal metal cutting process*, McMaster

University, Keyan Wang, Marzo 2016

[8] Steven Hale, *The Importance of Including Strain-Rate Effects in Explicit Dynamics Material Models*, Maggio 2014

<https://caeai.com/blog/importance-including-strain-rate-effects-explicit-dynamics-mat>

[9] Michael Dietenberger, Murat Buyuk, Cing-Dao (Steve) Kan, *Development of a High Strain-Rate Dependent Vehicle Model*, LS-DYNA Anwenderforum, Bamberg 2005

[10] Virginija Gyliene, *Cowper-Symonds material deformation law application in material cutting process using LS-DYNA FE code: turning and milling*, University of Technology, 8th European LS-DYNA Users' Conference

[11] Len Schwer, *Optional strain-rate forms for the Johnson Cook Constitutive model and the role of the parameter Epsilon_0*, LS-DYNA Anwenderforum, Frankenthal 2007

[12] Lecture 5 Ansys Mechanical structural non linearities

<https://www.scribd.com/document/130165819/1301-ENME442-lab7-pdf>

[13] LS-DYNA anwenderforum, *Optional Strain-Rate Frms for the johnson cook constitutive model and the role of the parameter epsilon 0*, frankenthal, 2007

[14] Gustaf Soderlind and Carmen Arevalo, *Numerical Methods for Differential Equations*, Chapter 5, Partial differential equations, elliptic and parabolic, Numerical Analysis, Lund University

[15] Gustaf Soderlind, *Numerical Analysis*, Mathematical Sciences, Lund University, 2008-09

[16] Dr. Cüneyt Sert. *Formulation of FEM for Two-Dimensional Problems*, Chapter 3 ME 582, Finite Element Analysis in Thermofluids 3-1

[17] Livemore software technology. *Hourglass (HG) Modes*

<http://ftp.lstc.com/anonymous/outgoing/jday/hourglass.pdf>

[18] LS-DYNA Support. *What are the differences between implicit and explicit*

<https://www.dynasupport.com/faq/general/what-are-the-differences-between-implicit->

and-explicit

[19] http://altairuniversity.com/wp-content/uploads/2012/04/Student_Guide_79-102.pdf

[20] Lezione Metodo degli Elementi Finiti

http://www1.unipa.it/antonio.pantano/2012SN_Lezione_15_del_22-10-2012.pdf

[21] Lezione Problemi Dinamici

http://www1.unipa.it/antonio.pantano/2012SN_Lezione_33_del_26-11-2012.pdf corso 2012

[22] D.P. Flanagan and T. Belytschko. "A Uniform Strain Hexahedron and Quadrilateral with Orthogonal Hourglass Control". International Journal for Numerical Methods in Engineering. Vol. 17. 679-706. 1981.

[23] Toyota T-site, <https://toyota-forklifts.it/>

[24] <https://www.google.it/maps/place/Toyota+Material+Handling+Manufacturing+Italy/>

[25] https://www.google.it/url?sa=t&source=web&rct=j&url=http://wwwdata.unibg.it/dati/corsi/39004/46349-IMPLICIT-EXPLICIT.pdf&ved=2ahUKEwja5aeX2fvcAhXFF5oKHR0gC_kQFjAAegQIAhAB&usg=AOvVaw3daVp38-bTm26BACssyTGU&cshid=1534770505053

[26] ANSYS HELP MANUAL

[27] Normativa ANSI B56.1

[28] *Il carrello elevatore utilizzato in sicurezza*, Quaderno informativo n.15, Università la Sapienza, Roma