



UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI NAPOLI "FEDERICO II"
FACOLTÀ DI INGEGNERIA

DOTTORATO DI RICERCA
IN
INGEGNERIA DEI SISTEMI MECCANICI (XVIII CICLO)
Anno Accademico 2004-2005

**CARATTERIZZAZIONE METODOLOGICA
FEM PER LA VALUTAZIONE AL CRASH
DELLE AUTOVETTURE**

CANDIDATO

Dott. Ing. Michele Pirozzi

TUTORS

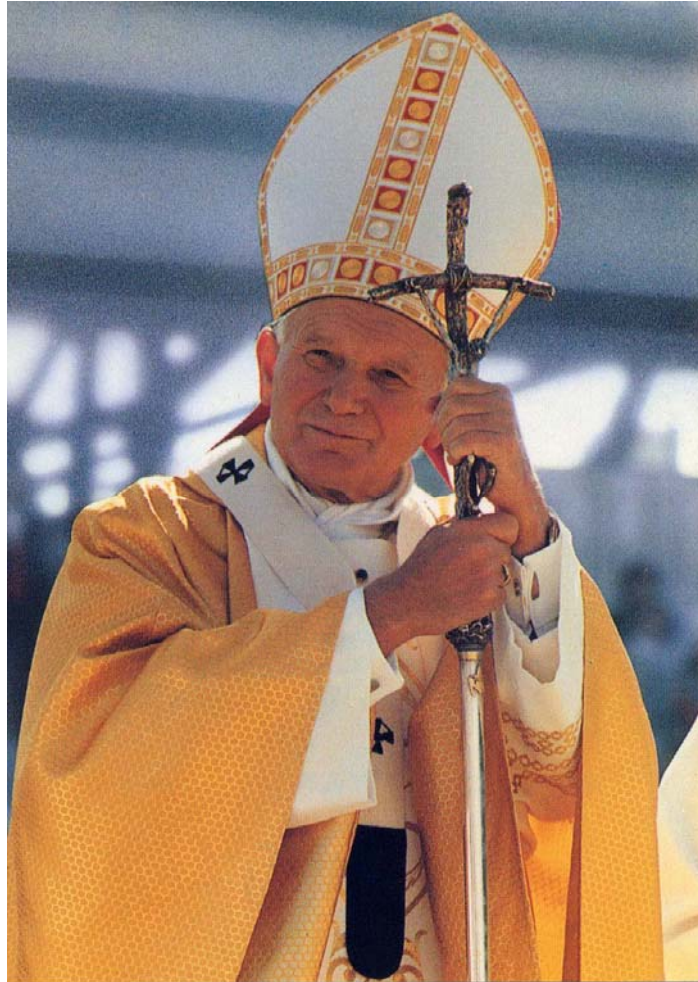
Ch.mi Proff. Ingg.

Renato Esposito

Giuseppe Godono

Dipartimento di Progettazione e Gestione Industriale

Non abbiate paura! Aprite, anzi, spalancate le porte a Cristo!



Ioannes Paulus PP. II
Karol Wojtyła
16.X.1978 - 2.IV.2005

INTRODUZIONE	6
CAPITOLO 1 - SICUREZZA ATTIVA	8
<i>INTRODUZIONE</i>	<i>8</i>
1.1 <i>ABS (ANTILOCK BRAKE SYSTEM).....</i>	<i>8</i>
1.1.1 <i>BREVE STORIA DELL'ABS.....</i>	<i>8</i>
1.1.2 <i>PRINCIPIO DI FUNZIONAMENTO.....</i>	<i>8</i>
1.2 <i>ESP (ELECTRONIC STABILITY PROGRAM).....</i>	<i>12</i>
1.3 <i>BDC (BRAKE DYNAMIC CONTROL).....</i>	<i>13</i>
1.4 <i>TCS (TRACTION CONTROL SYSTEM).....</i>	<i>14</i>
1.5 <i>EBD (ELECTRONIC BRAKE DISTRIBUTION).....</i>	<i>15</i>
CAPITOLO 2 - SICUREZZA PASSIVA	16
<i>INTRODUZIONE</i>	<i>16</i>
2.1 <i>CINTURA</i>	<i>16</i>
2.2 <i>AVVOLGITORE (RETRACTOR).....</i>	<i>18</i>
2.3 <i>PRETENSIONATORE.....</i>	<i>20</i>
2.4 <i>LIMITATORE DI CARICO.....</i>	<i>22</i>
2.5 <i>EFFICACIA DELLA CINTURA</i>	<i>23</i>
2.6 <i>AIRBAG</i>	<i>25</i>
2.6.1 <i>AIRBAG FRONTALI.....</i>	<i>27</i>
2.6.2 <i>AIRBAG LATERALI</i>	<i>27</i>
2.6.3 <i>EFFICACIA DEGLI AIRBAG.....</i>	<i>29</i>
2.6.4 <i>ALTRI TIPI DI AIRBAG.....</i>	<i>31</i>
CAPITOLO 3 - CRASH TEST.....	34
<i>INTRODUZIONE</i>	<i>34</i>
3.1 <i>USNCAP (UNITED STATES NEW CAR ASSESSMENT PROGRAMME).....</i>	<i>34</i>
3.2 <i>EURONCAP (EUROPEAN NEW CAR ASSESSMENT PROGRAMME)</i>	<i>36</i>
CAPITOLO 4 – IL CODICE LS-DYNA 3D	48
<i>INTRODUZIONE</i>	<i>48</i>
4.1 <i>DESCRIZIONE DEL FILE KEYWORD</i>	<i>52</i>
4.2 <i>DESCRIZIONE DEL MOTO E SOLUZIONE DELLE EQUAZIONI DI EQUILIBRIO</i>	<i>55</i>
4.3 <i>IL CENTRAL DIFFERENCE METHOD O METODO DELLE DIFFERENZE CENTRALI</i>	<i>60</i>
4.4 <i>STABILITÀ DEL CENTRAL DIFFERENCE METHOD E GESTIONE DEL TIME STEP</i>	<i>68</i>
4.5 <i>ALGORITMI DI CONTATTO E IMPATTO.....</i>	<i>77</i>
4.6 <i>METODO DEI VINCOLI CINEMATICI</i>	<i>78</i>
4.7 <i>PENALTY METHOD.....</i>	<i>79</i>
4.8 <i>METODO DEI PARAMETRI DISTRIBUITI.....</i>	<i>80</i>
4.9 <i>COMPENETRAZIONI INIZIALI.....</i>	<i>80</i>
4.10 <i>IL FENOMENO DELL'HOURLASSING</i>	<i>83</i>
CAPITOLO 5 – APPLICAZIONI.....	87
<i>INTRODUZIONE</i>	<i>87</i>
5.1 <i>MODELLO DI VEICOLO</i>	<i>87</i>
5.2 <i>MANICHINI</i>	<i>89</i>

<i>5.3 BARRIERE</i>	<i>92</i>
<i>5.4 AIRBAG</i>	<i>94</i>
<i>5.5 URTO FRONTALE</i>	<i>98</i>
<i>5.6 URTO LATERALE</i>	<i>100</i>
<i>5.7 PUNTEGGIO DELLA PROVA</i>	<i>103</i>
CONCLUSIONI	105
BIBLIOGRAFIA	106

Introduzione

Negli ultimi dieci anni si è assistito ad una serie di notevoli cambiamenti nell'ambito del mercato automobilistico sia dal punto di vista delle esigenze dei consumatori che da quello delle strategie delle Case costruttrici.

Infatti, se fino a qualche anno fa le caratteristiche che rendevano appetibile un modello di autoveicolo erano principalmente l'economicità o la potenza, oggi a queste se ne aggiungono altre, tra le quali il grado di sicurezza offerta agli occupanti assume un'importanza crescente.

La richiesta di sicurezza è strettamente connessa all'esigenza di mobilità che è in costante aumento. La domanda aggiuntiva di trasporto è rivolta, in larga parte, alla strada: si assiste costantemente ad un aumento del trasporto di merci su strada e del numero di veicoli circolanti.

L'Italia, come gli altri Paesi dell'Unione europea, si è posta l'obiettivo di ridurre del 40% entro il 2010 il numero di morti e di feriti causati da incidenti stradali. A causa degli incidenti stradali, la nostra società è soggetta ogni anno ad un costo sociale ed umano elevatissimo: a livello europeo, infatti, gli incidenti stradali determinano un costo sociale stimato dalla Commissione europea in un valore pari al 2 per cento del Pil dell'Unione Europea. La valutazione della Commissione non tiene conto dei danni morali, ma si limita a prendere in considerazione i costi diretti e indiretti degli incidenti stradali (danno economico alle famiglie, alle imprese e alle amministrazioni pubbliche).

E' quindi sempre più pressante la richiesta di sicurezza in campo automobilistico ed infatti questo fattore condiziona sempre più la progettazione di un autoveicolo

Tutto ciò rende indispensabile lo studio dell'autoveicolo, sotto il profilo della sicurezza, fin dalle prime fasi della progettazione secondo le metodologie CAE (Computer Aided Engineering).

Le metodologie CAE sono finalizzate a simulare le prestazioni del prodotto o di suoi componenti, mediante calcolo numerico, con lo scopo di rendere più rapido, economico ed efficace il processo di progettazione di sistemi, anche molto complessi e di natura diversa.

Uno dei principali vantaggi prodotti dall'impiego di tali metodologie è la riduzione di prototipi fisici che risultano costosi, impegnativi ed affetti dalla incertezza legata al processo produttivo. La simulazione in fase di progettazione del prodotto consente di ridurre il time-to-market, i costi e di sperimentare soluzioni all'avanguardia.

Nella progettazione di un autoveicolo occorre simulare, in fase di progettazione, sia i crash test omologativi, necessari per la commercializzazione, sia quelli di rating, effettuati da enti di consumatori autonomi.

I software commerciali per il calcolo dinamico sono attualmente di supporto per l'intero processo di progettazione; i più diffusi sono: Ls-Dyna, Pam-crash e Radioss.

Nel presente lavoro di tesi si descrive la messa a punto di una metodologia CAE volta alla simulazione di una prova di crash facendo riferimento alle normative EuroNcap mediante il codice Ls-Dyna.

CAPITOLO 1 - Sicurezza attiva

Introduzione

Per sicurezza attiva si intende l'insieme di tutti quei dispositivi volti a controllare l'auto in condizioni critiche per poter prevenire incidenti. Fanno parte di questa categoria l'ABS, l'ESP, il TCS, ecc.

1.1 ABS (Antilock Brake System)

1.1.1 Breve storia dell'ABS

L'idea dell'ABS fu sviluppata nel 1908 dal J.E. Francis il quale presentò il "sistema di regolazione di slittamento" per veicoli ferroviari, ma la sua idea rimase solo sulla carta in quanto non fu possibile implementare il sistema. Sistemi analoghi vennero sviluppati dando pessimi risultati; nel 1941 una rivista del settore scriveva <<Tutti i tentativi di combattere lo slittamento delle ruote in frenata hanno dato, finora, pessimi risultati>>.

Il salto di qualità venne fatto negli anni '60 con l'introduzione della tecnologia dei semiconduttori, che permise lo sviluppo dei sensori di velocità delle ruote. Nei primi anni '70 la Bosch acquistò il 50% della Teldix che fino ad allora era leader nella ricerca dell'ABS. L'ABS venne, da allora, sviluppato dalla Bosch e, nel 1978 fu introdotto di serie sulla Classe S della Mercedes e poi sulla serie 7 della BMW. Oggi l'ABS, giunto alla sua ottava generazione, è un sistema molto complesso che è integrato con altri sistemi di sicurezza attiva quali TCS, ESP, ASR.

1.1.2 Principio di funzionamento

La maggior parte dei veicoli terrestri utilizza per il moto il fenomeno dell'aderenza; per comprendere a pieno tale fenomeno ci si deve riferire

all'attrito, ossia alla forza passiva che si genera in seguito al contatto fra le superfici di due corpi. Ci sono due tipi di attrito:

- La forza di attrito di primo distacco (R_s) si crea tra due oggetti quando non c'è moto relativo;
- La forza di attrito cinetico (R_k) si crea tra due oggetti quando c'è moto relativo.

La resistenza d'attrito che si genera in seguito al movimento di un corpo sulla superficie di un altro corpo è diretta in senso opposto al movimento (Fig. 1)

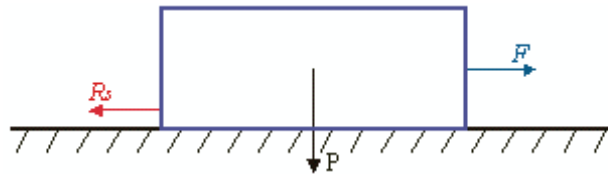


Fig. 1 – Resistenza offerta dall'attrito

Consideriamo un oggetto premuto sopra una superficie con una forza di chiusura P verticale ed applichiamo una forza F orizzontale:

- Se $F < R_s$ l'oggetto non si muove;
- Se $F \geq R_s$ l'oggetto si mette in movimento

Il rapporto tra la resistenza di attrito R e la forza P gravante sul corpo si definisce coefficiente di attrito f . Il coefficiente di attrito statico è sempre superiore rispetto a quello dinamico, pertanto, se un corpo si mette in movimento la resistenza risulta essere inferiore. Nel caso di un veicolo su ciascuna ruota graverà una diversa forza verticale dipendente dalle condizioni in cui si trova il veicolo. Facendo riferimento ad una ruota motrice (Fig. 2), la coppia che il motore trasferisce alle ruote equivale ad una forza T applicata alla periferia della ruota tale che verifichi la relazione:

$$M = T \cdot \frac{D}{2}$$

essendo $D/2$ il raggio della ruota

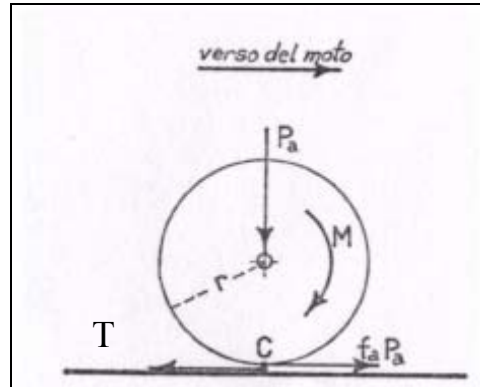


Fig. 2 – Forze applicate su una ruota motrice

In corrispondenza dell'area di contatto ruota-suolo si genera la reazione in senso tangenziale del suolo pari a $-T$. Si definisce potere aderente il valore massimo della forza T applicabile all'area di contatto senza che si rompa il legame di puro rotolamento (senza slittamenti) tra ruota e suolo. Il valore, indicato con T_{max} , è proporzionale, secondo un coefficiente f che prende il nome di coefficiente di aderenza, al peso P che grava sulla ruota. Per valori di T maggiori di $T_{max} = f \cdot P$ si rompe il legame di aderenza e si instaura un moto relativo tra le superfici a contatto (la ruota slitta); in tali condizioni non è possibile sterzare il veicolo compromettendone la stabilità.

Il discorso fatto finora è speculare in caso di frenata: su ogni ruota del veicolo

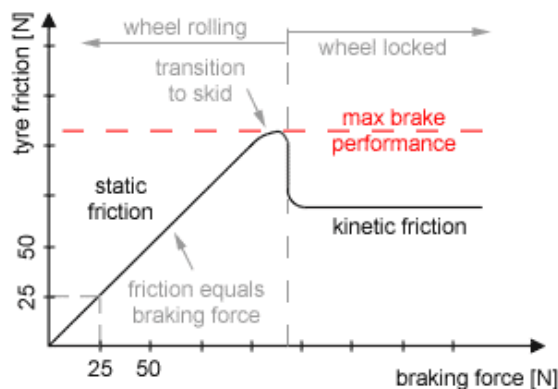


Fig. 3 – Diverse condizioni di aderenza

si ha una certa aderenza a disposizione; al di sotto del limite di aderenza la ruota è in condizioni di rotolamento (Fig. 3).

Se la forza frenante applicata alla ruota supera il valore limite, la ruota è in slittamento e si ha un'ulteriore

diminuzione della forza massima applicabile in quanto il coefficiente di

aderenza (o di attrito) di riferimento è quello dinamico. Questo fenomeno comporta l'allungamento degli spazi di frenata e l'impossibilità di sterzare il veicolo, compromettendone la sicurezza in quanto risulta impossibile, ad esempio, evitare un ostacolo.

Il principio su cui si basa l'ABS è quello di mantenere la singola ruota in condizioni di rotolamento agendo sulla forza frenante; se la forza applicata dal pilota è eccessiva, comportando l'iniziale slittamento della ruota, il sistema agisce sulla pressione dell'olio del circuito frenante riducendo la forza frenante e riportando la ruota in condizioni di rotolamento.

In queste condizioni, l'ABS massimizza la forza frenante sul veicolo, mantenendo comunque la direzionalità dello stesso.

L'ABS è costituito (Fig. 4) da una centralina elettronica che riceve i segnali dai sensori di velocità posti sulle quattro ruote del veicolo; i dati sono elaborati dalla centralina che, in condizioni di incipiente slittamento di una o più ruote, comanda l'azionamento dell'elettrovalvola la quale diminuisce la pressione dell'olio frenante sulla ruota che sta slittando riportandola in condizioni di rotolamento.

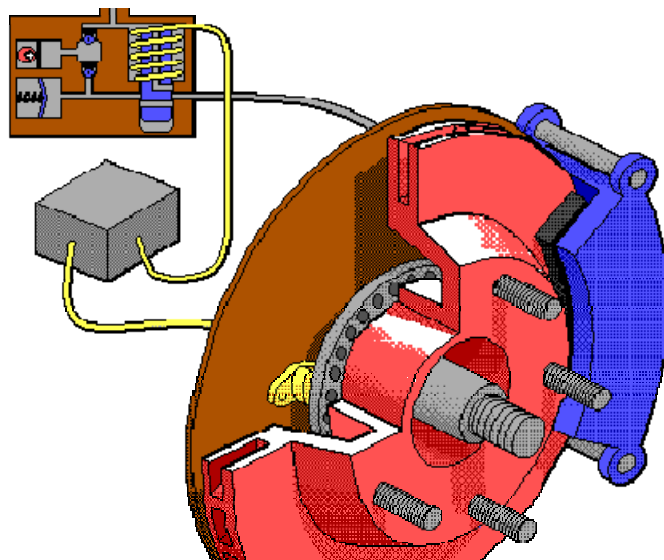


Fig. 4 – Schema di funzionamento dell'ABS

L'ABS, dunque, minimizza gli spazi di frenata compatibilmente con le condizioni del suolo e del veicolo [1]; l'unico caso in cui gli spazi di frenata di un veicolo dotato di ABS sono superiori rispetto ad uno non dotato di ABS sono in presenza di neve in quanto, in quest'ultimo caso, se una o più ruote sono in condizioni di strisciamento, si forma, davanti alla ruota, uno strato di neve che ne agevola la frenata. In un veicolo dotato di ABS, invece, essendo la ruota in costante rotolamento, questo strato non si forma dando luogo a spazi di frenata leggermente maggiori.

Tranne questo caso, l'ABS ha notevolmente incrementato la sicurezza dei veicoli tanto che la UE ha stabilito che, dal 2002 in poi, tutti i veicoli di nuova produzione devono esserne dotati.

1.2 ESP (Electronic Stability Program)

L'ESP, sviluppato dalla Bosch, è stato introdotto per la prima volta nel 1995; il suo scopo è quello di controllare la stabilità laterale del veicolo evitando che esso possa sbandare.

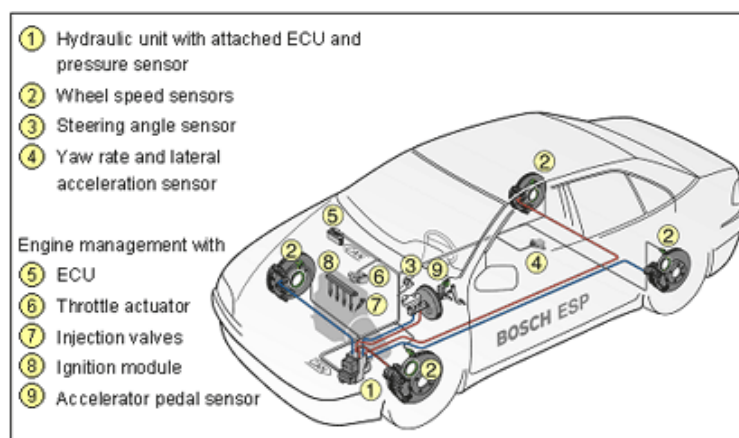


Fig. 5 – Schema di funzionamento dell'ESP

E' integrato con l'ABS (Fig. 5) ed è costituito da una centralina di comando (ECU) e da sensori di velocità delle ruote, di imbardata (rotazione intorno all'asse verticale)

e di accelerazione. In caso di pericolo l'ESP interviene frenando una o più ruote e provocando una "sterzata" del veicolo in modo che esso segua la traiettoria ideale.

Specificamente (Fig. 6) se il veicolo è in condizioni di sovrasterzo, ovverosia

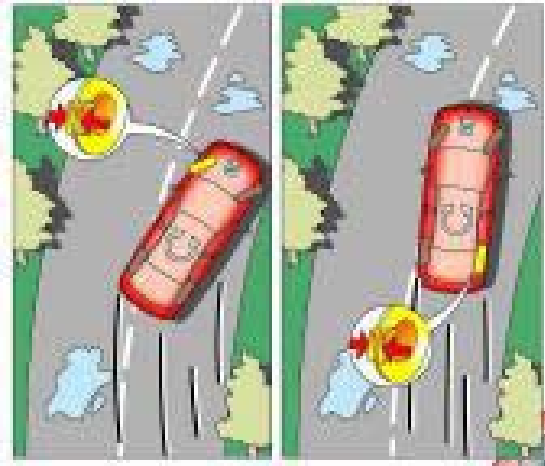


Fig. 6 – Intervento dell'ESP

la parte posteriore tende ad allargare la traiettoria, l'ESP frena la ruota anteriore esterna in modo tale da creare un momento, intorno all'asse verticale, stabilizzante; sarà frenata la ruota posteriore interna in caso di sottosterzo.

L'ESP è un grosso contributo alla sicurezza del veicolo; molte associazioni di consumatori e la stessa UE premono perché esso venga introdotto di serie su tutti i veicoli, dato che il costo industriale non supera i 150 € e viene, purtroppo, venduto come optional a prezzi molte volte superiori ai 500 €.

1.3 BDC (Brake Dynamic Control)

Il BDC (Brake Dynamic Control), indicato altre volte con BAS (Brake Assistant System) è utilizzato per assistere il pilota in caso di brusca frenata. In condizioni di emergenza, infatti, un automobilista comune può non applicare la massima forza frenante, compatibilmente con le condizioni di aderenza; in questo caso interviene il BDC (Fig. 7) che, leggendo l'incremento nel tempo della pressione nel circuito frenante, agisce sul servofreno massimizzando la pressione, compatibilmente con l'aderenza a disposizione.

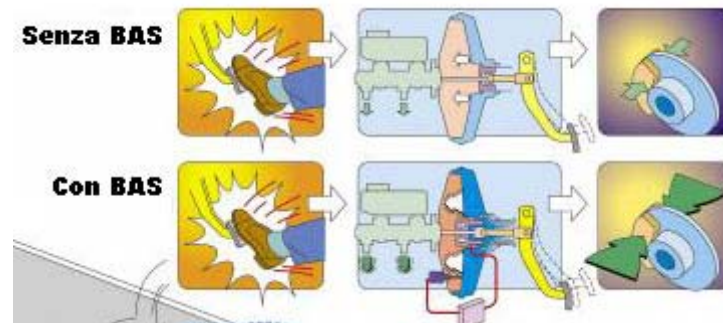


Fig. 7 – Il sistema BAS

1.4 TCS (Traction Control System)

Il TCS (Traction Control System), denominato anche ASR (Acceleration Slip Regulation) evita il pattinamento delle ruote motrici in accelerazione; funziona specularmente rispetto all'ABS, che controlla lo slittamento delle ruote in frenata.

Ne sono stati sviluppati due tipi: il primo tipo (SAAB) interviene sui freni e sull'alimentazione del motore, il secondo (Bosch) interviene unicamente tagliando la potenza del motore.

Il funzionamento del sistema è molto semplice (Fig. 8) i sensori di

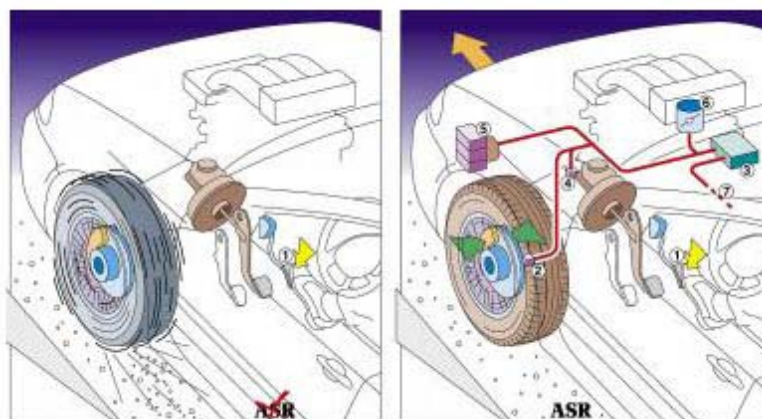


Fig. 8 – Funzionamento dell'ASR

accelerazione delle ruote motrici mandano informazioni alla centralina (ECU) e, se si verificano condizioni di slittamento, intervengono tagliando la coppia

motrice e/o agendo sul freno della ruota che sta slittando.

1.5 EBD (Electronic Brake Distribution)

L'EBD (Electronic Brake Distribution) è un ripartitore di frenata elettronico che consente di ripartire dinamicamente la forza frenante sui due assali in condizioni di emergenza. Nelle automobili non dotate di EBD la ripartizione della forza frenante è fissa e questo, in condizioni di emergenza, può provocare instabilità del veicolo, in quanto le ruote posteriori, più scariche in condizioni di frenata, potrebbero bloccarsi e provocare il testacoda del veicolo; l'EBD agisce elettronicamente sul circuito frenante (sfruttando anche l'ABS), ripartendo dinamicamente la pressione.

CAPITOLO 2 - Sicurezza passiva

Introduzione

Per sicurezza passiva si intende l'insieme dei dispositivi rivolti a limitare i danni [2], agli occupanti in caso di incidente. Fanno parte di questa categoria le cinture, gli airbag, il pretensionatore, ecc.

2.1 Cintura

Il sistema di ritenuta principale è, come ampiamente dimostrato, la cintura di sicurezza (seat belt). Attualmente la configurazione più diffusa è quella a tre punti di attacco (Fig. 9).



Fig. 9 – Cinture di sicurezza

La cintura di sicurezza fu creata da Hugh De Haven [3] il quale, intorno agli anni '30 effettuò delle ricerche sugli incidenti in ambito automobilistico e aereo e progettò un primo tipo di cintura di sicurezza costituito da una singola fascia addominale che proteggeva gli occupanti dall'espulsione verso l'esterno. Il passo successivo fu di proteggere gli occupanti dalle conseguenze di un violento impatto trattenendoli opportunamente per evitare urti contro le

parti interne del veicolo: venne così aggiunta una fascia che proteggeva la parte superiore del corpo (shoulder harness). I primi studi sulla dinamica dell'occupante in seguito ad un incidente dimostrarono che la localizzazione dei punti di attacco era fondamentale per un corretto funzionamento del sistema di ritenuta.

L'ultima fase dello sviluppo delle cinture è stata quella dell'integrazione con la struttura del veicolo nel senso che il sistema di ritenuta e la struttura interna contribuiscono assieme alla salvaguardia dell'occupante. Già nel 1942 De Haven effettuò i primi esperimenti sugli avvolgitori e sulle forme delle strutture.

Nel 1950 De Haven sviluppò il "CIR Griswold restraint" costituito da una fascia per la parte superiore del corpo e da una per quella inferiore ancorate alla struttura ed al sedile (Fig. 10).

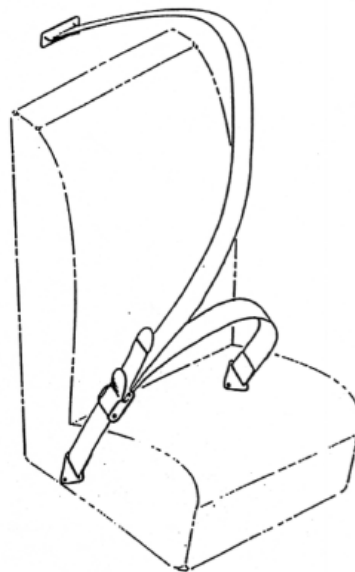


Fig. 10 – Prima cintura di sicurezza realizzata

In seguito, già intorno al 1950, venne ottimizzato l'attacco della fibbia della cintura utilizzando un collegamento metallo – metallo (Fig. 11).

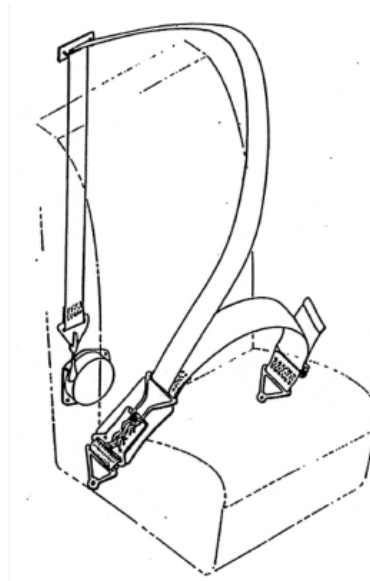


Fig. 11 – Evoluzione della cintura di sicurezza (3 punti di attacco)

Negli anni '50 la cintura comparve anche in Europa, ed, in particolare, la SAAB fu la prima Casa a montare, sui suoi veicoli, cinture a 3 punti di attacco; nel 1958 il Governo Svedese regolamentò le caratteristiche delle cinture di sicurezza da montare sulle auto.

Alla fine degli anni '60 vennero sviluppati e commercializzati i primi tipi di retractor (avvolgitori) che consentivano di riavvolgere la cintura in eccesso in condizioni di non utilizzo; poco dopo furono introdotti i primi pretensionatori per ridurre il gioco tra cintura ed occupante.

La cintura è rimasta, negli ultimi anni, simile nella sua configurazione: sono stati ottimizzati i materiali e i sistemi complementari, tipo avvolgitore e pretensionatore.

2.2 Avvolgitore (retractor)

L'avvolgitore, detto anche retractor (Fig. 12), è costituito da una ruota precaricata sulla quale è avvolta la cintura di sicurezza.



Fig. 12 – Avvolgitore (Retractor)

In condizioni normali di funzionamento il retractor riavvolge la cintura in eccesso; se la decelerazione del veicolo supera un certo valore blocca l'avanzamento della cintura. Il sistema (Fig. 13)

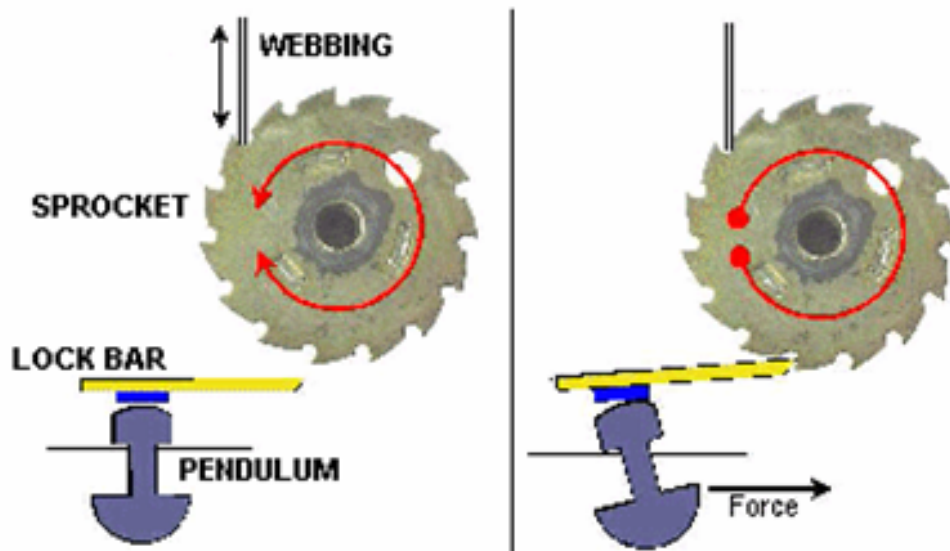


Fig. 13 – Funzionamento del Retractor

è costituito da una ruota dentata, una barra di bloccaggio e un pendolo: se la decelerazione del veicolo supera un certo valore, il pendolo, in seguito alla forza di inerzia, mette in moto la barra, che funge da attuatore, bloccando la

rotazione della ruota dentata e lo scorrimento della cintura. In determinate condizioni, però, il sistema può non funzionare correttamente (Fig. 14);

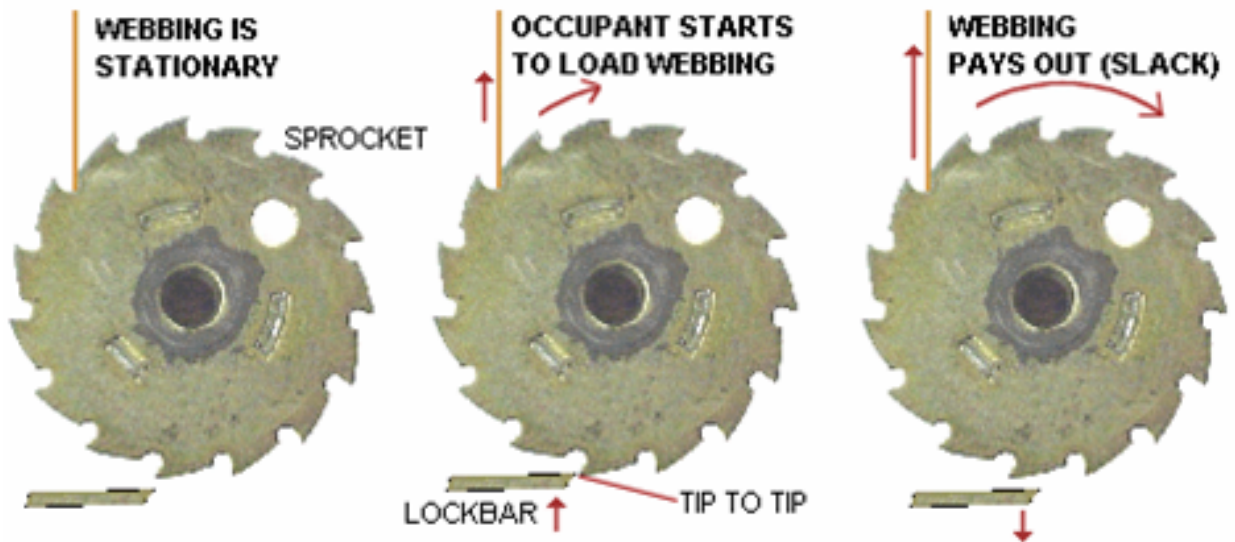


Fig. 14 – Malfunzionamento del Retractor

può infatti capitare che la barra non si infili nel vano tra un dente e l'altro ma si trovi in corrispondenza della testa del dente provocando l'allontanamento della barra e il non bloccaggio del dispositivo. La possibilità di questo evento è negata dai Costruttori ma ne esistono vari casi documentati.

2.3 Pretensionatore

Può accadere, indossando la cintura di sicurezza, che questa non sia ben aderente al corpo provocando, in caso di incidente, un eccessivo avanzamento dell'occupante prima dell'intervento del retractor che comporterebbe eccessive sollecitazioni, soprattutto a livello toracico. In questo modo anche l'intervento dell'airbag sarebbe, se non superfluo, addirittura dannoso per l'elevata velocità di impatto.

Per garantire una l'aderenza della cintura di sicurezza al corpo dell'occupante è stato sviluppato il pretensionatore, dispositivo che interviene in caso di incidente tendendo la cintura e garantendo un suo corretto funzionamento.

Esistono 3 tipi di pretensionatore:

- Meccanico: un pendolo, attivato dalla decelerazione del veicolo, provoca l'abbassamento dell'attacco inferiore della cintura e, quindi, l'avvicinamento al corpo dell'occupante (Fig. 15);

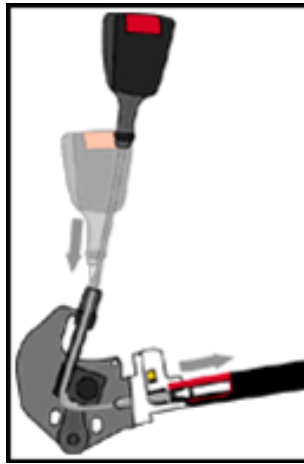


Fig. 15 – Pretensionatore meccanico

- Pirotecnico: la combustione di una certa quantità di propellente provoca il moto di una serie di sfere che mettono in azione il meccanismo di avvolgimento della cintura (Fig. 16);



Fig. 16 – Pretensionatore pirotecnico

- Elettrico: è simile al quello meccanico ma, al posto del pendolo, è presente un dispositivo elettronico.

2.4 Limitatore di carico

In seguito ad un incidente, la forza che la cintura trasmette all'occupante può essere troppo elevata e provocare fratture, specialmente alla spalla: nell'ottica di limitare il carico massimo sull'occupante, si è messo a punto il limitatore di carico (Fig. 17), costituito da una barra di torsione opportunamente tarata. Il dispositivo interviene se la forza che la cintura trasmette all'occupante supera un valore di taratura (in genere 5kN) svolgendo la cintura.

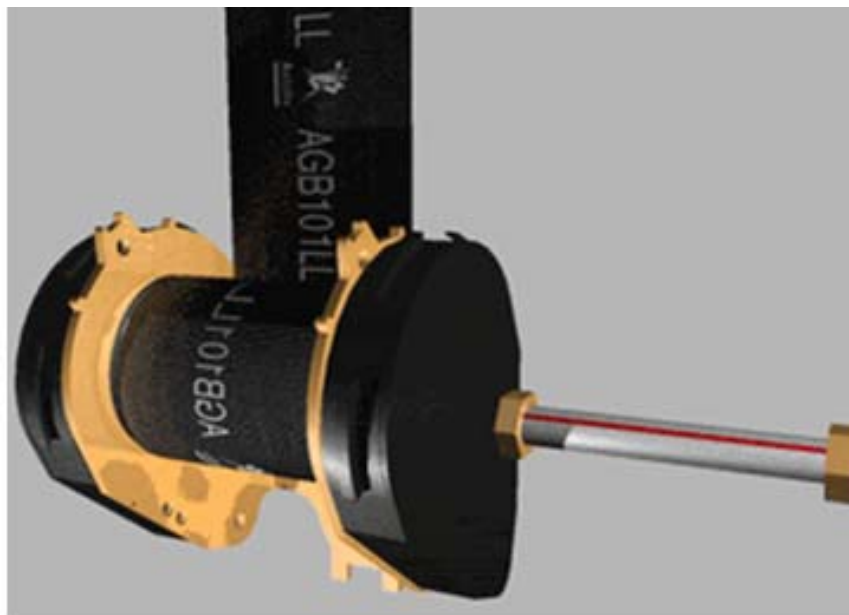


Fig. 17 – Limitatore di carico

Il limitatore di carico protegge in misura maggiore le persone anziane in quanto è stato dimostrato che il carico massimo sopportabile dalle ossa di un 60enne è circa la metà rispetto ad un 20enne. Gli ultimi tipi che sono stati messi a punto [4] lavorano in due step: inizialmente sono tarati su un carico maggiore per garantire il minor avanzamento possibile all'occupante; una

volta che è intervenuto l'airbag, il carico di taratura diminuisce in quanto anche l'airbag contribuisce all'assorbimento dell'urto.

2.5 Efficacia della cintura

Per ottenere la massima efficacia dalla cintura di sicurezza si raccomanda di indossarla correttamente (Fig. 18): la parte inferiore deve essere posizionata sotto l'addome, al livello delle ossa pubiche in quanto la zona ossea può reggere un impatto fino a 80 km/h, mentre gli organi interni si danneggiano per velocità di molto inferiori [5]. La parte superiore della cintura deve passare sulla clavicola ed essere posizionata sulle costole: in questa maniera il carico massimo sopportabile arriva fino a 700 kg. L'uso della cintura è particolarmente consigliato per donne in gravidanza: la cintura va posizionata sotto l'addome, in maniera da non danneggiare il feto come hanno dimostrato anche simulazioni numeriche agli elementi finiti [6].

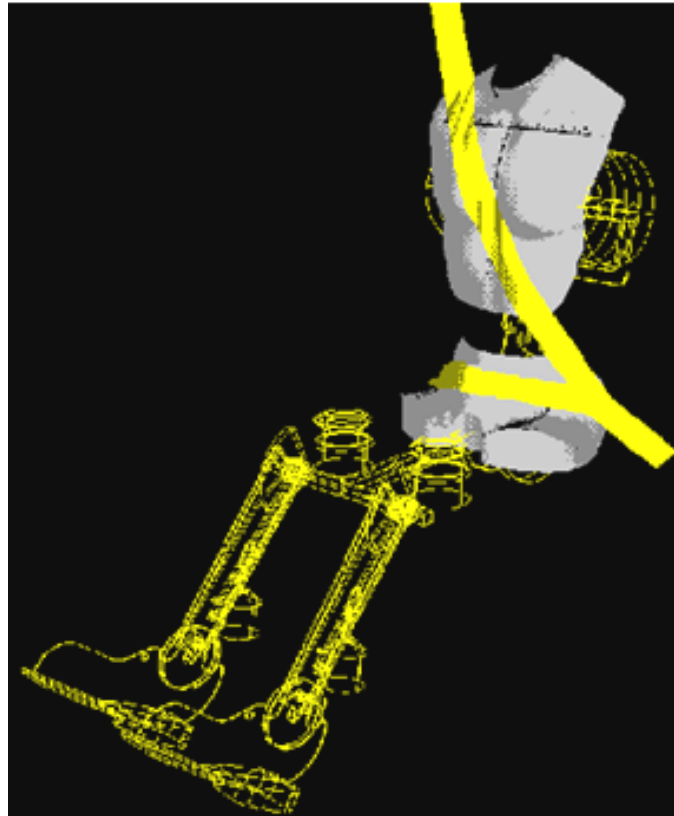


Fig. 18 – Utilizzo corretto della cintura di sicurezza

Le statistiche hanno dimostrato che il corretto uso della cintura di sicurezza riduce del 50% [7,8] le probabilità di decesso in un incidente (Fig. 19) in quanto l'occupante è adeguatamente trattenuto e si limita il rischio di urtare contro parti interne del veicolo.

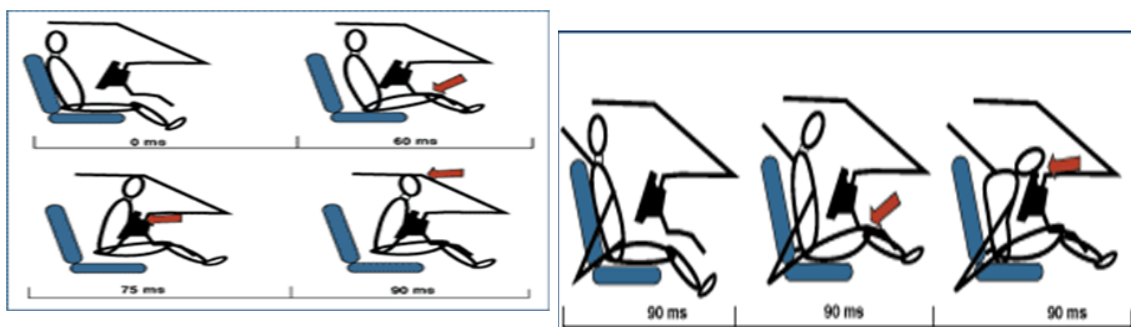


Fig. 19 – Dinamica del moto dell'occupante nei casi di utilizzo o meno della cintura

Sono attualmente in corso ricerche per sviluppare ulteriormente la cintura



Fig. 20 – Cintura 3+2

Sono attualmente in corso ricerche per sviluppare ulteriormente la cintura di sicurezza: la Autoliv sta sperimentando una cintura 3+2 costituita, cioè da una cintura a 3 punti di attacco abbinata ad una a due punti di attacco (Fig. 20). In questo modo si offre un'ulteriore protezione all'occupante, specialmente contro lo scivolamento laterale (Fig. 21), evitando l'urto contro parti interne del veicolo, rendendo inefficace la sola cintura a 3 punti di attacco. Sono attualmente in corso studi per dimostrarne l'efficacia ed i vantaggi [9].



Fig. 21 – Differenze tra la cintura tradizionale e quella 3+2

2.6 Airbag

L'airbag è un sistema di ritenuta supplementare (è infatti usualmente indicato con SRS – Supplementar Restraint System) che offre una protezione aggiuntiva a quella offerta dalla cintura di sicurezza. I primi airbag furono prodotti dalla Ford e comparvero negli anni '70; avevano un volume molto maggiore di quelli odierni e si gonfiavano con estrema violenza, provocando, in alcuni casi, danni agli occupanti.

Gli airbag si possono racchiudere in due gruppi:

- Airbag frontali
- Airbag laterali

I primi proteggono gli occupanti nel caso di urti frontali, i secondi nel caso di urti laterali. Lo schema di funzionamento di un airbag è visualizzato in Fig 22.

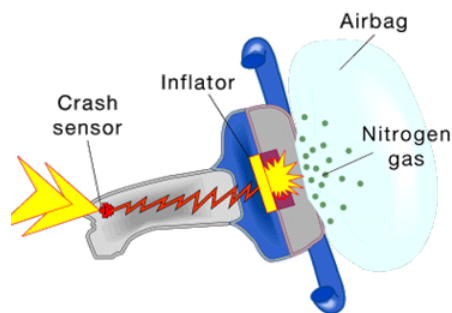


Fig. 22 – Funzionamento dell'airbag

Se la decelerazione del veicolo supera un certo valore, la centralina [10] attiva nell'inflator la combustione di una certa quantità di azoturo di sodio. I gas provenienti dalla combustione provocano il gonfiaggio dell'airbag. Il tempo di gonfiaggio dipende dal tipo di airbag: quelli frontali si gonfiano in più tempo (circa 50 ms) rispetto a quelli laterali (12-15 ms). Posteriormente l'airbag è dotato di fori per lo sgonfiaggio per permettere l'estrazione dell'occupante dopo l'urto.

2.6.1 Airbag frontali

Gli airbag frontali sono di due tipi: guidatore e passeggero. L'airbag guidatore è inglobato all'interno dello sterzo ed ha un volume di 40-50 l; quello passeggero è posizionato nel cruscotto ed ha un volume superiore, intorno ai 70-80 l (Figg. 23-24)



Fig. 23 – Airbag lato guida



Fig. 24 – Airbag frontali

2.6.2 Airbag laterali

Proteggono gli occupanti, anteriori e posteriori, nel caso di urto laterale [11]. Sono alloggiati nel sedile o nel montante del veicolo; ve ne sono di 3 tipi:

- ITS (Inflatable Tubular Structure), è stato il primo tipo di airbag, prodotto nel 1997 e montato sulle BMW. E' inserito nel montante del veicolo e protegge i passeggeri anteriori dai danni alla testa (Fig. 25);



Fig. 25 – Airbag laterale tipo ITS

- Airbag combinato testa-torace: è alloggiato nel sedile e protegge la testa ed il torace degli occupanti e anche nel caso di ribaltamento (Fig. 26);



Fig. 26 – Airbag combinato testa-torace

- Curtain side bag: airbag detto anche “a tendina” (o window bag): è alloggiato nel montante del veicolo e protegge sia i passeggeri anteriori che quelli posteriori (Fig. 27);



Fig. 27 – Airbag a tendina

Ricerche effettuate [12] hanno stimato una riduzione del 25% del danno nel caso di urto laterale dovuta all'azione dell'airbag; in particolare, per quanto riguarda l'airbag a tendina si è evidenziata [13] una riduzione del 60-70% della velocità di rotazione della testa dell'occupante.

2.6.3 Efficacia degli airbag

I moderni airbag si aprono ad una velocità tra i 200 e 300 km/h: se l'occupante non è cinturato, l'airbag può risultare dannoso. Esiste una vasta letteratura che riporta i danni provocati dallo scoppio di airbag: danni all'udito [14,15] causati dalle onde sonore sprigionatesi in seguito alla violenta apertura; ustioni per il contatto con gas ad elevata temperatura [16÷18] (i gas arrivano fino a 800 °C); fratture in seguito all'urto violento [19]. Capitolo a parte merita l'analisi dei danni prodotti dall'airbag sui bambini [20], in quanto si raccomanda di disattivare l'airbag se nel sedile anteriore si trovano bambini per evitare situazioni quali quelle di Fig. 28.



Fig. 28 – Danni dell'airbag frontale sui bambini

Come già altrove ricordato, soprattutto i primi airbag erano pericolosi per la loro severità. Ovviamente i casi in cui l'airbag è efficace sono sicuramente superiori a quelli in cui è dannoso [21÷23] ma va detto che molto resta da fare per migliorarne la sicurezza, soprattutto nei casi di out of position,



Fig. 29 – Monitoraggio dell'occupante

ovverosia di posizionamento dell'occupante non corretto [24].

Sono attualmente allo studio vari sistemi per regolare il gonfiaggio degli airbag in base alle dimensioni dell'occupante e ad alla sua posizione. Il sistema visualizzato in Fig. 29 è costituito da una

serie di sensori che determinano se l'occupante è cinturato o meno ed effettuano una scansione per determinare le dimensioni

ed il posizionamento dell'occupante. In caso di incidente viene regolato opportunamente il gonfiaggio dell'airbag.

In Fig. 30 è visualizzato il cosiddetto “ombrello airbag”, costituito da una serie di camere radiali e da una camera centrale: inizialmente il gas entra nelle camere radiali gonfiando parzialmente l'airbag; se la pressione dell'occupante supera un certo valore, viene gonfiata anche la camera centrale



Fig. 30 – Umbrella airbag

Un ulteriore sistema che regola il gonfiaggio dell'airbag è costituito dai cosiddetti “smart inflators” (Fig. 31), ove sono presenti due cariche esplosive

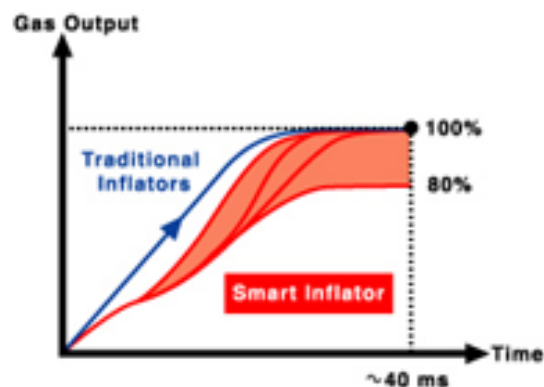


Fig. 31 – Funzionamento degli smart inflators

che si attivano a seconda della severità dell'urto: se l'urto avviene a bassa velocità si attiva solo una carica ed avviene il gonfiaggio parziale dell'airbag. In caso di urto violento si attivano entrambe le cariche che provocano il gonfiaggio completo dell'airbag.

2.6.4 Altri tipi di airbag

Gli airbag tradizionali offrono agli occupanti protezione alle parti superiori del corpo, ma nessuna protezione è offerta alle parti inferiori; molto pericolose sono le intrusioni di parti del veicolo (parafiamma, canna di sterzo) nei confronti delle zone inferiori [25,26] . Per questo motivo si stanno sviluppando ulteriori tipologie di airbag:

- Inca (Inflatable Carpet): protegge piedi, caviglie e gambe nel caso di urto frontale (Fig. 32) riducendo [27,28] fino al 65% le accelerazioni sulle tibie e sui piedi;



Fig. 32 – Airbag Inca

- Anti sliding bag: evita lo scivolamento sul sedile dell'occupante riducendo sia il rischio di submarining (slittamento dell'occupante al di sotto della cintura di sicurezza) sia i danni alle parti inferiori del corpo (Fig. 33);



Fig. 33 – Anti-sliding bag

- Airbag per le ginocchia: protegge le gambe da intrusioni della struttura del veicolo (Fig. 34);

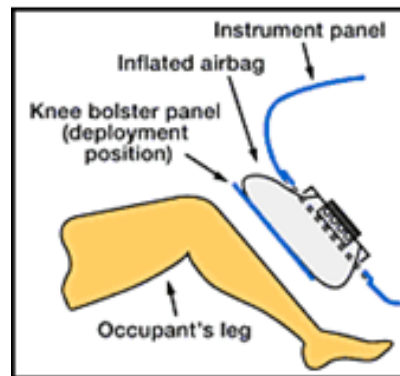


Fig. 34 – Airbag per le ginocchia

- Airbag contro il colpo di frusta: Per ridurre i danni dovuti al “colpo di frusta”, si sono sviluppati airbag alloggiati all’interno dell’appoggiatesta (Fig. 35). In seguito ad un tamponamento di una certa entità si attivano facendo avanzare l’appoggiatesta riducendo così le sollecitazioni sul collo dell’occupante e quindi il NIC (Neck Injury Criteria) [29÷38]. Per limitare il colpo di frusta si stanno sviluppando anche sedili di rigidità opportuna [39].

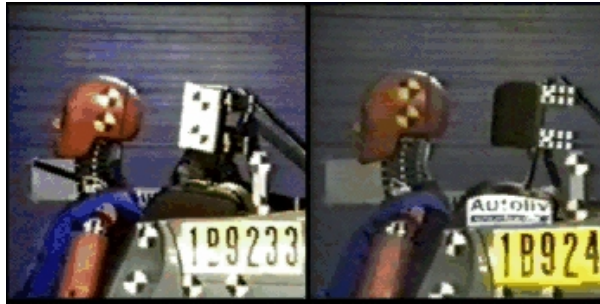


Fig. 35 – Airbag contro il colpo di frusta

- Airbag per pedoni: una problematica che si sta affrontando negli ultimi tempi è quella della protezione dei pedoni. Si sono sviluppati vari tipi di sistemi come ad esempio l' "active hood" (Fig. 36) che permette di sollevare il cofano dell'autoveicolo (agendo sulle sue cerniere) in caso di urto contro pedone [40]. Si sta inoltre sviluppando un particolare tipo di airbag, alloggiato sotto il cofano (Fig. 37).



Fig. 36 – Airbag per i pedoni



Fig. 37 – Sviluppo dell'airbag per pedone

CAPITOLO 3 - Crash test

Introduzione

Per crash test si intende una prova di urto effettuata dalle Case costruttrici di veicoli per valutare la sicurezza di un veicolo.

Per mettere in produzione un veicolo è obbligatorio superare un crash test omologativo, con norme dettate dalla Commissione Europea.

Parallelamente a questo tipo di prove, sono nati, negli ultimi anni, enti autonomi che effettuano prove di crash parallele a quelle omologative per testare la sicurezza dei veicoli; ad esempio, in Europa l'Ente fondamentale è l'EuroNcap (European New Car Assessment Programme), negli USA l'UsNcap (United States New Car Assessment Programme), in Australia l'ANcap (Australian New Car Assessment Programme), in Giappone il JNcap (Japan New Car Assessment Programme).

Ognuno di questi Enti [41], effettua prove sui veicoli utilizzando le proprie specifiche associando un certo numero di stelle al veicolo per caratterizzarne la sicurezza.

EuroNcap, fondato nel 1997, ha adottato la tattica di rendere pubblici i risultati dei test; così facendo ha finito per mettere sotto pressione le Case automobilistiche, che oggi hanno fatto della sicurezza uno dei loro maggiori obiettivi e più importanti biglietti da visita. Questo ha fatto sì che gli autoveicoli odierni siano di gran lunga più sicuri rispetto a quelli passati, fattore altresì evidenziato dai risultati pubblicati di recente dall'EuroNcap.

3.1 Usncap (United States New Car Assessment Programme)

Negli Stati Uniti nel 1978 l'NHTSA (National Highway Traffic Safety Administration) iniziò ad effettuare prove parallele a quelle omologative utilizzando il protocollo di prova Usncap; tale protocollo è stato, nel corso degli anni, aggiornato ed attualmente la prova si compone di un urto frontale e



di uno laterale. L'urto frontale (Fig. 38) avviene facendo impattare il veicolo ad una velocità di 35 mph (circa 56 Km/h) contro una barriera rigida con overlap del 100%, ovverosia tale barriera impegna tutta la carreggiata anteriore del veicolo.

L'urto laterale (Fig. 39) avviene con il veicolo fermo e contro esso impatta, alla velocità di 38 mph, (circa 60 Km/h), un carrello che reca anteriormente una barriera deformabile; l'angolo di impatto è pari a 27°.

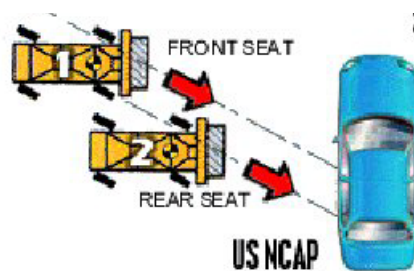


Fig. 39 – Urto laterale Usncap

In entrambe le prove all'interno del veicolo sono posti dei simulacri di esseri umani, detti manichini (dummies) opportunamente strumentati; in seguito alle prove di crash si calcolano, in varie zone, accelerazioni e forze che vengono confrontate con dei parametri di riferimento. Per ogni parametro calcolato si assegna un punteggio che viene poi tradotto visivamente in termini di stelle (da una a cinque) che, in ordine inverso, corrispondono alla probabilità di subire seri danni in seguito ad un incidente (Fig. 40).

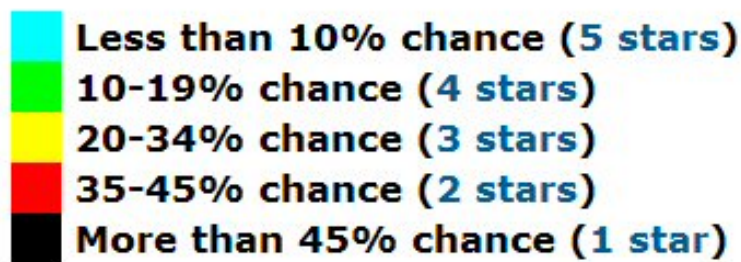


Fig. 40 – Numero di stelle e probabilità di di danno

Ad esempio, se un veicolo ottiene 3 stelle significa che, in seguito ad un impatto, l'occupante ha tra il 20 ed il 34% di probabilità di subire seri danni.

3.2 EuroNcap (European New Car Assessment Programme)

L'EuroNcap è un consorzio fondato nel 1997 e formato da vari Enti, quali la Commissione Europea, la FIA, l'Automobile Club tedesco, che si propone di valutare la sicurezza dei veicoli effettuando prove di crash.

I crash test EuroNcap sono regolamentati da protocolli [42÷48] che descrivono nei minimi dettagli come devono essere eseguite le prove ed i parametri da calcolare per valutare la sicurezza del veicolo in esame. La prova si compone di un urto frontale, uno laterale e, opzionalmente, di un urto contro palo; negli ultimi anni è stata introdotta una prova di urto pedone per valutare la sicurezza dei veicoli in seguito ad un investimento di pedone, essa però viene valutata a parte secondo la modalità in seguito illustrata.

Nella prova di urto frontale (Fig. 41) il veicolo impatta alla velocità di 64 Km/h

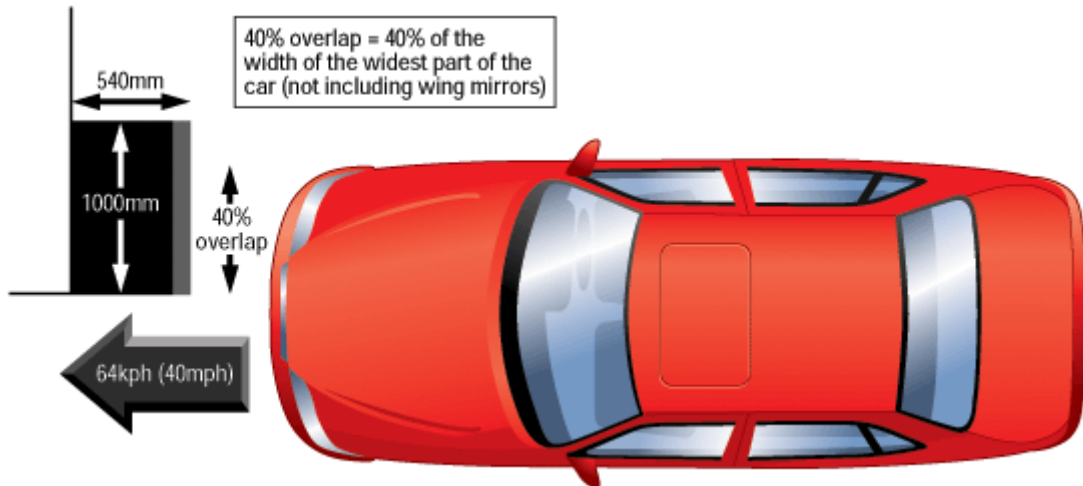


Fig. 41 – Prova di urto frontale EuroNcap

contro una barriera deformabile con overlap del 40%, ovvero la barriera impegna il 40% della carreggiata anteriore del veicolo. La barriera è formata da blocchi di alluminio con celle a nido d'ape ed è normalizzata. All'interno del veicolo sono posti dei manichini strumentati sui quali sono calcolate, in varie zone, determinate sollecitazioni.

I manichini, del tipo Hybrid III (Fig. 42), sono di dimensioni e peso tali da rispecchiare il 50% della popolazione maschile americana e sono costituiti da una struttura progettata per simulare le lesioni che realmente le persone possono riportare in un incidente.



Fig. 42 – Manichino Hybrid III

All'interno dei manichini sono applicati gli strumenti per misurare le intensità delle forze che agiscono nelle varie parti del corpo. Le strumentazioni contenute nei manichini, consentono di avere informazioni utili per valutare il rischio di lesioni alla testa, al collo, al torace, alle ginocchia, alle gambe ed alla tibia.

La seguente tabella illustra la strumentazione presente nel dummy; tutti gli strumenti sono calibrati prima dell'esecuzione della prova. Per ogni canale è scelta una classe di ampiezza tale da superare il valore minimo di ampiezza listato in Tab.I.

Hybrid-III				
Location	Parameter	Minimum Amplitude	Driver No of channels	Passenger No of channels
Head	Accelerations, $A_x A_y A_z$	250g	3	3
Neck	Forces	$F_x F_y$	9kN	2
		F_z	14kN	1
	Moments, $M_x M_y M_z$	290Nm	3	3
Chest	Accelerations, $A_x A_y A_z$	150g	3	3
	Deflection, D_{chest}	100mm	1	1
Pelvis	Accelerations, $A_x A_y A_z$	150g	3	3
Femurs (L & R)	Forces, F_z	20kN	2	2
Knees (L & R)	Displacements, D_{knee}	19mm	2	2
Upper Tibia (L & R)	Forces, $F_x F_z$	12kN	4	4
	Moments, $M_x M_y$	400Nm	4	4
Lower Tibia ² (L & R)	Forces, $F_x F_z (F_y)$	12kN	4	4
	Moments, $M_x M_y$	400Nm	4	4
Total Channels per Dummy			36	36
Total Channels			72	

Tab. I – Insieme dei canali di misura dell'Hybrid III

Le informazioni fornite dagli strumenti includono l'accelerazione e le forze applicate ad ogni parte del manichino. La valutazione della probabilità di lesioni ai piedi ed alle caviglie, dipende dall'estensione dell'intrusione nella parte bassa della cellula abitativa.

Le zone prese in considerazione sono

- Testa e collo
- Petto
- Gambe
- Tibie e piedi,

nelle quali sono calcolati vari parametri, confrontati con dei valori di riferimento; il confronto viene poi tradotto in un punteggio che, per ogni zona, va da 0 a 4 punti; il punteggio viene poi tradotto visivamente in un colore secondo la scala di Fig. 43. Il massimo punteggio ottenibile, per l'urto frontale, è dunque pari a 16.

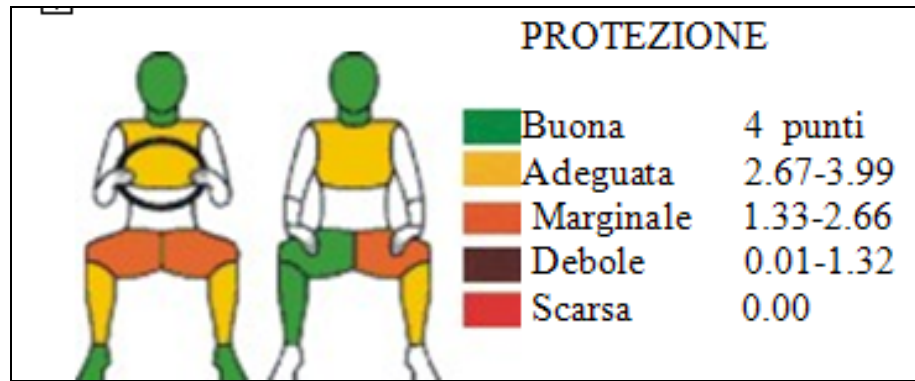


Fig. 43 – Relazione tra punteggio e colori

Nelle prime serie di test, un manichino delle dimensioni di un bambino di tre anni era collocato nel sedile posteriore; nelle serie successive, è stato aggiunto un manichino delle dimensioni di un bambino di 18 mesi. I manichini sono collocati nei seggiolini raccomandati dalla casa costruttrice del veicolo testato, posti entrambi sul sedile posteriore. Questi manichini contengono strumenti per rivelare l'accelerazione della testa e del torace per il bambino di 3 anni, e della testa, del torace e del collo del bambino di 18 mesi, allo scopo di valutare la capacità dei seggiolini a controllare i movimenti dei bambini.

Nell'urto laterale (Fig. 44) il veicolo è fermo e contro di esso impatta alla velocità di 50 Km/h un carrello che reca anteriormente una barriera deformabile; l'asse del carrello deve impattare in corrispondenza dell'R-point del veicolo che è la proiezione sulla portiera dell'asse delle anche del manichino.

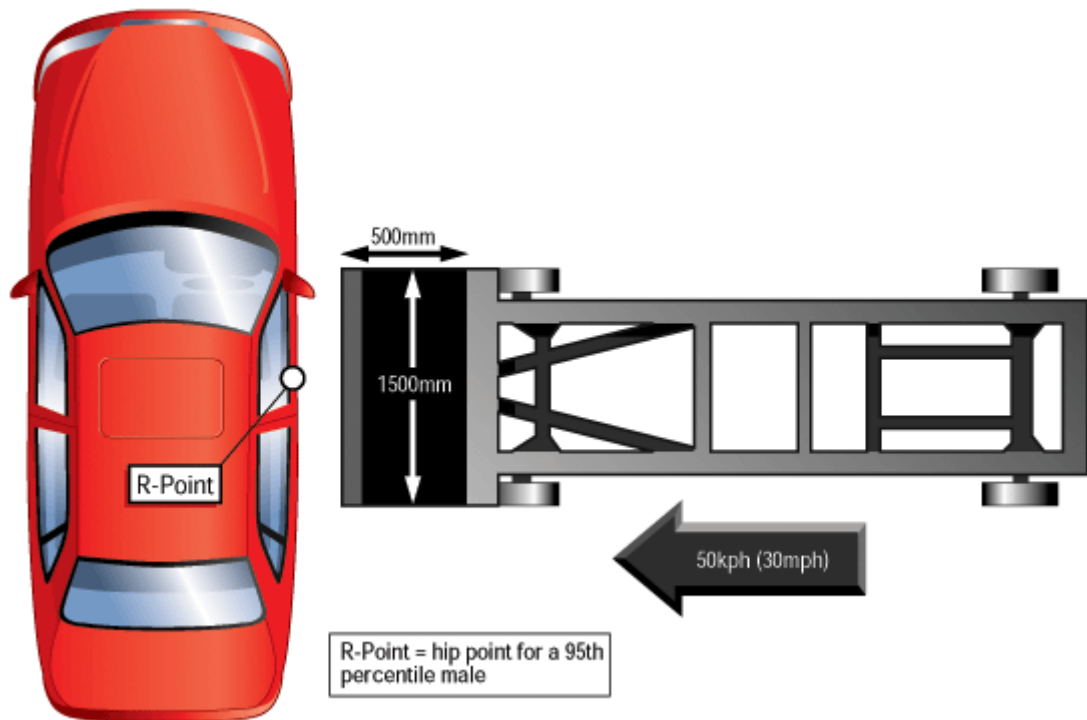


Fig. 44 – Urto laterale prova EuroNcap

All'interno del veicolo sono, anche in questo caso, posti dei manichini strumentati di tipologia diversa rispetto a quelli utilizzati nell'urto frontale ovvero l'EuroSid II (Fig. 45), sviluppato dall'European Experimental Vehicles Committee, rappresenta un uomo di taglia media alto 1.80 m pesante 77 Kg e viene collocato al posto di guida. L'EuroSid II è stato progettato specificamente per misurare il rischio di lesioni alle costole, alla colonna vertebrale ed agli organi interni come fegato e milza.



The new EuroSID-2 Dummy

Fig. 45 – Eurosid II

Anche in questo caso sono calcolati parametri in varie zone del manichino secondo la scala di Fig. 46.

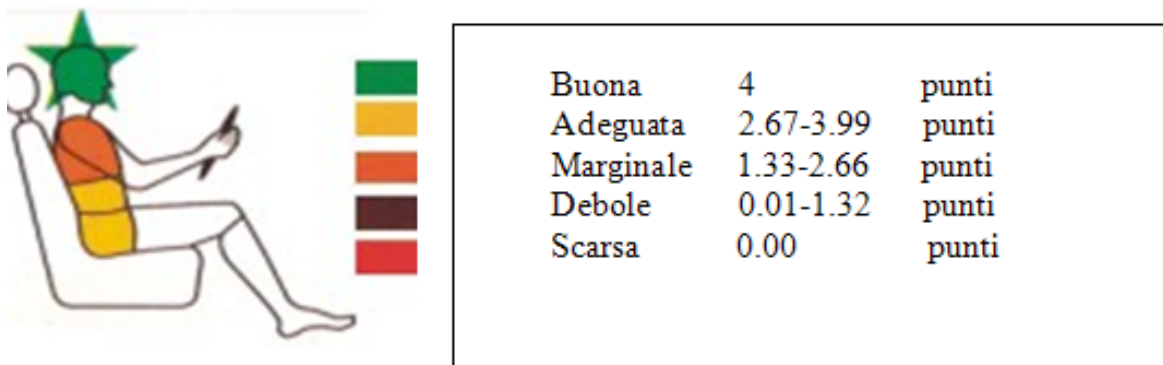


Fig. 46 – Zone di misura dell’impatto laterale

Le zone prese in esame sono:

- Testa;
- Torace;
- Addome;
- Bacino.

Per ciascuna zona sono calcolati secondo normativa vari parametri ed è assegnato un punteggio da 0 a 4 per ciascuna zona. Il massimo punteggio ottenibile, dunque, è pari a 16 punti.

Come per il test frontale, un manichino che rappresenta un bambino di 3 anni ed un altro che rappresenta un bambino di 18 mesi, vengono collocati nel sedile posteriore, seduti nei seggiolini raccomandati dalla casa costruttrice del veicolo testato.

Accanto all'urto laterale, può essere effettuato, a discrezione della Casa Costruttrice del veicolo, l'urto palo (Fig. 47) nel quale il veicolo, posto su un carrello mobile, impatta alla velocità di 29 Km/h contro un palo di diametro pari a 25.4 cm.

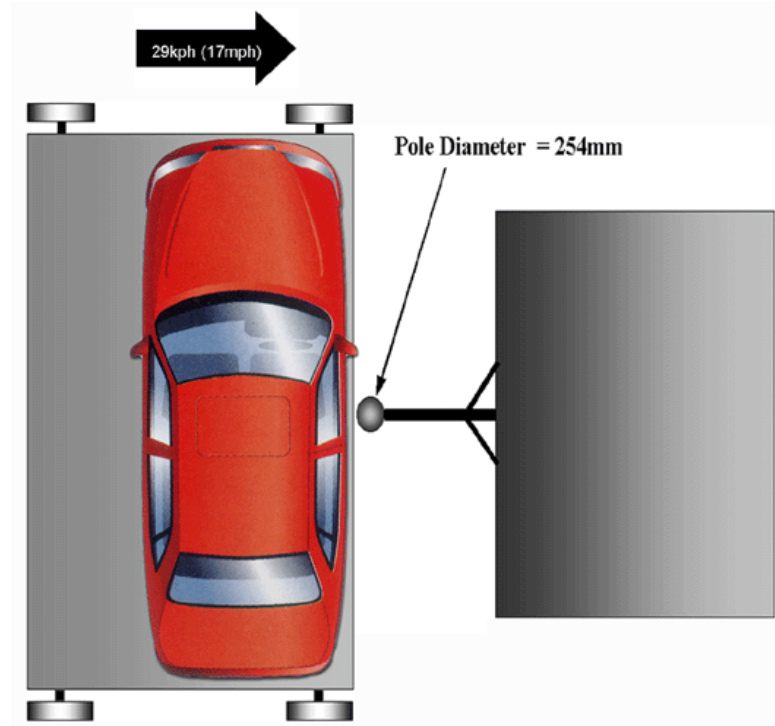


Fig. 47 – Urto contro palo

A seguito di questa prova sono calcolati alcuni parametri sul manichino, ma limitatamente alla zona della testa; il massimo punteggio ottenibile è pari a 2. La normativa EuroNcap prevede che, se il veicolo è dotato di un sistema che allerta il guidatore se questo non indossa le cinture di sicurezza, vengono aggiunti da 0 a 3 punti. Il massimo di punti ottenibile sarà:

- 16 per l'impatto frontale
- 18 per l'impatto laterale
- 3 per il sistema di allerta delle cinture,

per cui il totale è pari a 37. Al punteggio ottenuto possono essere decurtati uno più punti se, nell'impatto frontale o in quello laterale, certe zone del veicolo subiscono una eccessiva deformazione.

Il punteggio ottenuto viene poi tradotto visivamente in stelle, da 0 a 5 (Fig. 48);

Punti Stelle	Stelle
33 - 40	★★★★★
25 - 32	★★★★☆
17 - 24	★★★☆☆
9 - 16	★★☆☆☆
1 - 8	★☆☆☆☆
0	☆☆☆☆☆

Fig. 48 – Fasce di punteggi e numero di stelle relativo

la nuova normativa, in vigore dal 2003, prevede che, per ottenere un certo numero di stelle, il veicolo nell’impatto frontale e in quello laterale debba raggiungere un punteggio minimo (Fig. 49).

Punti Minimi	Stelle
13	★★★★★
9	★★★★☆
5	★★★☆☆
2	★★☆☆☆

Fig. 49 – Minimo punteggio necessario per ciascuna categoria

Accanto alle prove di urto frontale e laterale, è effettuata anche la prova di urto pedone che consiste nel far impattare, in 18 zone del frontale del veicolo, alla velocità di 40 Km/h (Fig. 50) degli impattori (Fig. 51) che simulano la testa e le gambe di un adulto e di un bambino.

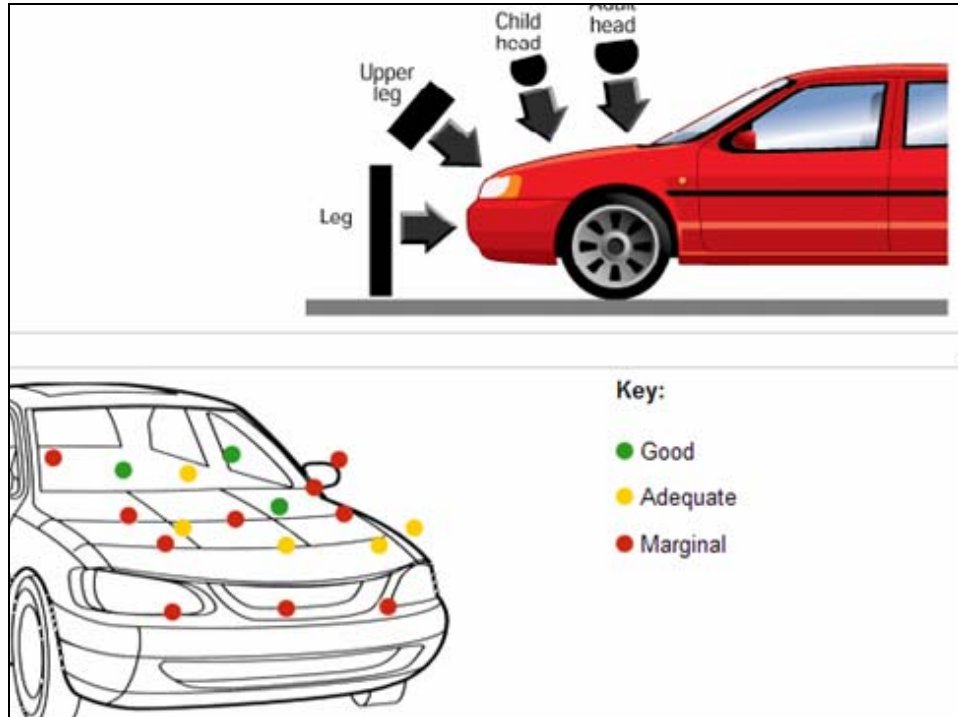


Fig. 50 – Zone prese in considerazione nell’urto pedone

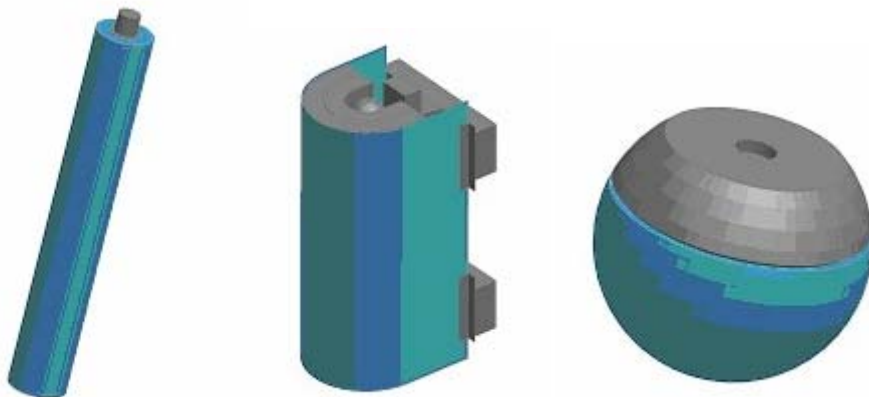


Fig. 51 - Impattori

Per ogni urto sono calcolati dei parametri, confrontati con dei valori di riferimento; il punteggio massimo ottenibile, per ogni zona di impatto è pari a 2, per cui il massimo punteggio nell’urto pedone è 36. Questo punteggio viene poi tradotto in stelle (da 0 a 4), Fig 52.

28 - 36	points	4 stars
19 - 27	points	3 stars
10 - 18	points	2 stars
1 - 9	points	1 star
0	points	0 stars

Fig. 52 – Punteggio dell’urto pedone e numero di stelle relativo

CAPITOLO 4 – Il codice Ls-Dyna 3D

Introduzione

Ls-Dyna 3D [49,50] è un codice esplicito [51] agli elementi finiti dedicato all'analisi dinamica di strutture meccaniche in campo non lineare, particolarmente adatto allo studio di fenomeni che si evolvono molto velocemente nel tempo, quali sono i crash automobilistici.

Prodotto di punta della Livermore Software Technology Corporation (LSTC), è disponibile nelle versioni per Unix, Windows e Linux, ciascuna delle quali si compone essenzialmente di tre moduli separati, ognuno legato ad una fase tipica del lavoro con un codice ad elementi finiti:

1. Preprocesso (definizione del modello);
2. Analisi numerica (soluzione);
3. Postprocesso (analisi dei risultati).

Dei tre moduli, il solutore è l'unica componente identica nei tre sistemi operativi; difatti, il pre ed il postprocessor dedicati ad Ls-Dyna 3D, LS-Ingrid ed LS-Taurus, sono disponibili unicamente per Linux e Unix; i preprocessors ETA FemB, il codice general purpose Altair HyperMesh, il codice dedicato Oasys Primer, i postprocessors PostGL, LS-POST e Altair Hyperview sono disponibili solo per Windows.

Il codice, nella sua versione 970, è stato testato sia su UNIX sia su Windows, rivelando piccole differenze sia per la fase di preprocesso che per quella di postprocesso.

Volendo analizzare più da vicino la fase di preprocesso, è possibile schematizzare il lavoro in più sottofasi:

Acquisizione della geometria: è possibile sia generare la geometria del modello all'interno del preprocessor stesso, sia importarla da altri formati diversi da quello standard di Ls-Dyna 3D. Per quanto riguarda quest'ultima possibilità, il FemB permette l'acquisizione di file *.igs, *.dxf e *.unv, creati con altri pre-processor, oltre al formato *.nas, utilizzato dal NASTRAN. LS-Ingrid, invece, offre anche la possibilità di leggere file realizzati con NASTRAN, PATRAN, LS-Nike3D, Oasys PRIMER; HyperMesh, invece, s'interfaccia con NASTRAN, PATRAN, ANSYS, Pamcrash, Radioss, Catia ed altri. Inoltre, possibilità da non sottovalutare, LS-Ingrid, HyperMesh e Oasys Primer permettono di effettuare l'acquisizione di più modelli per ciascuna sessione di lavoro, per poterli opportunamente combinare in maniera semplice ed intuitiva (si pensi al posizionamento di un dummy in un autoveicolo), tale possibilità non è offerta dal FemB.

Modellazione agli elementi finiti: a partire dal modello geometrico, la struttura è discretizzata, divisa cioè in nodi, a loro volta collegati da elementi il cui comportamento è noto e tale da garantire sia la continuità degli spostamenti (nel senso che gli spostamenti dei punti giacenti su un lato comune a più elementi deve essere funzione solo dei nodi che delimitano il suddetto lato, e non del particolare elemento considerato), sia la possibilità di avere spostamenti di corpo rigido.

In questa fase occorrerà scegliere per ciascuna parte del modello il tipo di elemento più opportuno (membrana, solido, ecc.) nonché il materiale di cui essa dovrà essere composta. Anche in questo frangente sono lampanti le differenze tra i moduli testati: HyperMesh e Oasys PRIMER infatti, adottano tutti i materiali e gli elementi previsti da Ls-Dyna 3D; il FemB, invece, prevede la possibilità di gestire solo un numero limitato di materiali ed

elementi, essendo oltretutto privo di qualsiasi funzione orientata alla definizione di cinture ed airbag.

Definizione dei carichi e delle condizioni cinematiche: sulla struttura discretizzata vanno applicati i carichi, i vincoli e le condizioni di moto, non trascurando di definire con attenzione le “interfacce”, cioè le modalità con cui parti della struttura interagiranno tra loro e/o con corpi esterni.

I limiti del FemB consentono la definizione di solo una parte dei contatti previsti dal codice, lasciando molte volte all’utente il compito di intervenire direttamente sul file generato, per colmare manualmente eventuali mancanze.

Definizione delle grandezze desiderate in output: è necessario a questo punto decidere quali grandezze registrare in output e con quale frequenza, stando ben attenti a non oltrepassare le reali necessità; è frequente la produzione di dati in eccesso che, oltre a rallentare l’analisi, occupano spazio inutile. È da tener presente, però, che una sottostima della quantità e qualità dei dati da ottenere porta a problemi non minori: al termine dell’analisi, infatti, qualora si riscontrasse una carenza di dati utili in output, non si potrà far altro che far ripartire la simulazione, con notevole spreco di tempo.

Controllo della validità del modello: la riuscita dell’analisi è subordinata anche ad una correttezza teorica oltre che formale del modello: vale a dire che, in fase di preprocesso, è necessario evitare elementi con rapporti di forma troppo spinti, compenetrazioni iniziali nei contatti, mancate connessioni tra gli elementi della mesh, e così via. Un controllo può essere effettuato nel FemB mediante il menu CHECK, ma anche in HyperMesh, che, già durante la creazione della geometria, consente di testare la connessione e la “pulizia” della geometria mediante il pannello *Geomcleanup*, oltre alla validità di ogni

elemento e l'eventuale segnalazione di elementi eccessivamente distorti sempre grazie ad un check.

Trasferimento del modello al solutore: l'ultima operazione da compiere è il salvataggio del file, in formato *keyword* e con estensione **.dyn* per quanto riguarda il FemB, oppure a scelta tra i due formati previsti da Ls-Dyna 3D (*keyword* e *structured*) e con estensione **.key* o **.inf* per HyperMesh e Oasys PRIMER . Nel FemB, in quest'operazione, sono impostati mediante delle finestre i predetti parametri di output desiderati; la semplicità dell'operazione è in realtà solo apparente: il FemB non solo non riconosce molte opzioni di Ls-Dyna 3D , ma, seppur presenti originariamente in un file che è stato con esso modificato in una sessione di preprocesso, sono omesse nel file salvato. L'unica possibilità, allora, è la modifica manuale del file **.dyn*, per ripristinare ciò che è stato decurtato dal FemB.

A ciò si aggiunge, come detto, non la difficoltà ma l'impossibilità di impostare in alcun modo con il FemB molti comandi, che possono risultare di importanza vitale per l'analisi da svolgere (airbag, cinture, ecc.).

Per quanto riguarda HyperMesh , il trasferimento del modello al solutore avviene *esportando* il modello, facendolo, cioè, tradurre in formato **.dyn*. Oasys PRIMER si è rivelato estremamente adatto all'esportazione di modelli leggibili da Ls-Dyna 3D essendo ad esso dedicato (tramite il pannello *keyword* è infatti possibile generare ogni comando manualmente anche se con l'ausilio di menù molto semplici da usare e gestire).

La conclusione a cui si è giunti è che i due preprocessor esaminati risultano complementari tra loro essendo HyperMesh adatto alla creazione della geometria e all'esportazione di questa, e Oasys PRIMER alla manipolazione del file di input per Ls-Dyna 3D, essendo semplice generare in esso tutte le interfacce di contatto, i vincoli e tutte le condizioni al contorno necessarie. La

fase di analisi dei dati (postprocesso) è effettuabile aprendo, mediante il PostGL, LS-POST o Altair Hyperview, i file di output (del tipo d3plot) prodotti dal solutore per visualizzare le animazioni prodotte; i migliori software sono risultati essere gli ultimi due. Inoltre, è possibile leggere i files di output in formato ASCII per via grafica mediante l'uso dell'ETA Graph o di Altair HyperGraph ; quest'ultimo si è rivelato più completo e maneggevole.

4.1 Descrizione del file keyword

Il solutore di Ls-Dyna 3D, per quanto riguarda i files di input, accetta, come anticipato, due formati: il formato strutturato (*structured input file*) e il formato *keyword*.

Il primo ha un'impostazione rigida ed è diviso in sezioni, ciascuna delle quali è dedicata alla definizione di una parte del modello (materiali, giunti, nodi, e così via), all'interno delle quali le informazioni sono racchiuse in card. Non ci soffermeremo su questo formato, data la scarsa praticità di un suo utilizzo, dovuta essenzialmente alla mancanza di "elasticità" nel posizionamento delle card e delle sezioni.

Il secondo formato, introdotto nel 1993 ed attualmente l'unico usato nelle applicazioni, è caratterizzato da una formulazione ed un'organizzazione più flessibili: le card contenenti le informazioni necessarie alla definizione del modello FEM e dell'analisi sono raggruppate in blocchi di dati, caratterizzati ed identificati mediante "parole chiave" (*keyword*, appunto), che possono essere posizionate in qualsiasi ordine all'interno del file.

Il formato strutturato è quello impostato per default dal solutore; è possibile, comunque, utilizzare il formato *keyword* avvertendo preventivamente Ls-Dyna 3D. Ciò essenzialmente in due modi: in fase di lancio elaborazione, riportando la parola " *KEYWORD " ovunque sulla riga di comando; oppure,

molto più semplicemente, è necessario che “ **KEYWORD* ” sia la prima *card* contenuta nel file di input.

Come detto (eccetto per la precedente precisazione), l’ordine delle keyword è libera, ma generalmente i moduli di preprocesso ordinano tali keyword in modo che siano raggruppate in base alle funzioni a cui assolvono: si può quindi chiaramente identificare nel file due sezioni:

L’area di controllo, nella quale sono riportati i comandi di settaggio delle caratteristiche numeriche “generalì” dell’analisi che si andrà a svolgere (controllo del timestep, termine dell’analisi, impostazioni dei contatti, etc.) e le impostazioni sui file di output desiderati (quali risultati Ls-Dyna 3D deve salvare e con quale frequenza nel processo di integrazione);

L’area di definizione geometrica e fisica del modello, in cui sono fornite le posizioni dei nodi della struttura, gli elementi che li connettono, le parti che riuniscono questi ultimi e i materiali e le proprietà di cui queste sono costituite. Non devono mancare apposite *card* per l’impostazione dei contatti, dei vincoli e dei carichi agenti.

Ogni *keyword* deve essere riportata in carattere maiuscolo, all’inizio di una riga e deve essere preceduta da un asterisco, “*”. Ciascuna *keyword* definisce l’inizio di un blocco di dati, e contemporaneamente delimita il blocco di dati precedenti. In ciascuno di questi, le *card* devono essere suddivise generalmente in 8 campi di 10 caratteri (non sono rare eccezioni, comunque riportate sul manuale) all’interno di ciascuna delle quali si può adottare qualsiasi formato numerico. Il file, infine, termina con la *keyword* *END. Quest’ultima condizione non è essenziale: semplicemente, il solutore interrompe la lettura del file qualora incontri questa *keyword*, oltre che

quando è raggiunta la fine del file. Tale precisazione non è superflua, poiché si è riscontrato che alcuni moduli di preprocesso (HyperMesh ed Oasys Primer, ad esempio) possono introdurre ulteriori informazioni nel file, dopo la *keyword* *END; naturalmente queste (essenzialmente dati sulla geometria del modello o sulla struttura di eventuali dummy presenti) saranno ignorate da Ls-Dyna 3D, ma possono risultare utili per eventuali modifiche successive del modello con i predetti preprocessor. Questo è risultato molto utile per la struttura ad albero dei manichini e per la definizione e modifica delle cinture da parte del preprocessor Oasys Primer.

All'interno del modello geometrico è necessario assegnare un numero unico di identificazione ad ogni nodo, elemento, parte, equazione di stato, curva, e così via. La Fig. 53 mostra il modo in cui questi "ID" sono definiti e richiamati nelle *keyword*, e come queste ultime si relazionano l'una all'altra:

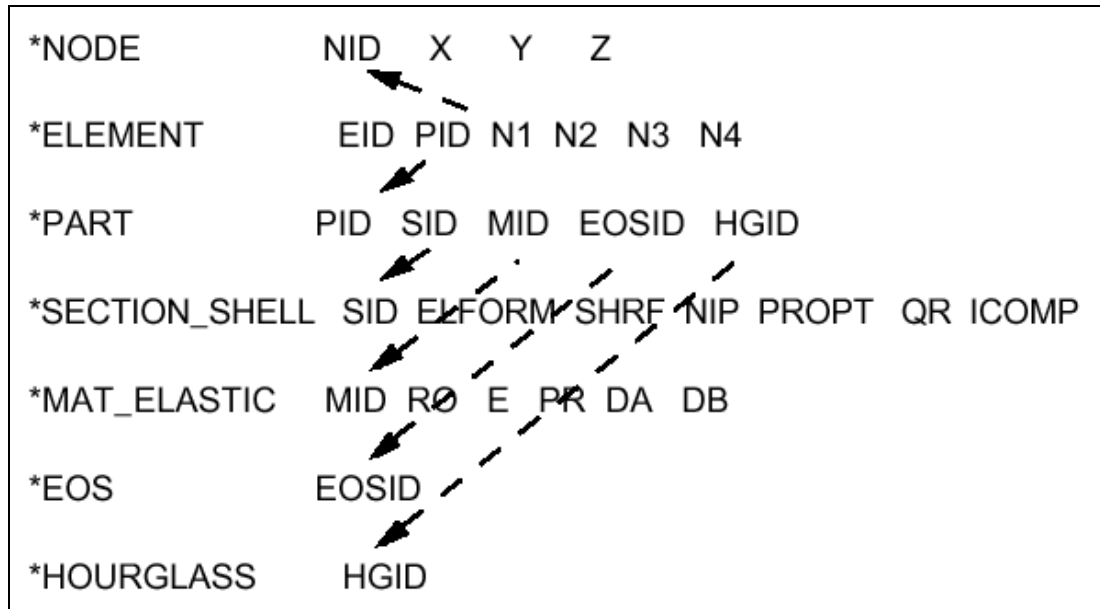


Fig. 53- relazioni tra le *keyword*

Si può notare, ad esempio, come nella *card* *ELEMENT sia definito per ciascun elemento un "element identifier" EID e contemporaneamente si richiamano i node ID che delimitano l'elemento (definiti altrove, con la *card*

*NODE) e la parte a cui tale elemento appartiene (part ID, ciascuna delle quali è definita con una *card* *PART).

Analogamente, nella caratterizzazione delle parti, per ciascuna di esse sarà necessario riportare la section ID (che fa riferimento alle proprietà degli elementi che compongono la parte), il material ID (onde definire il materiale di cui è costituita), l'equazione di stato (ove necessario) e così via.

È possibile aggiungere righe di commento (che sono quindi saltate dal solutore in fase di lettura del file), mediante l'inserimento del carattere "\$" nella prima colonna di ognuna.

Notiamo, infine, che, qualora interessi, è possibile ottenere il corrispondente del file *keyword* in formato strutturato, in fase di analisi, mediante la *keyword* *CONTROL_STRUCTURED (che non prevede altre opzioni).

4.2 Descrizione del moto e soluzione delle equazioni di equilibrio

Ls-Dyna 3D è un programma mirato alla soluzione di problemi fortemente non lineari e in regime di grandi deformazioni, pertanto assume particolare rilievo la scelta della formulazione del vettore degli spostamenti più adeguato al particolare problema.

Nella maggior parte dei casi un approccio lagrangiano conduce a risultati validi, ma spesso ci si trova di fronte a forti distorsioni degli elementi. In tali casi è opportuno far ricorso ad una formulazione euleriana del problema.

In questo paragrafo si farà un breve accenno alle caratteristiche delle suddette formulazioni, premettendo un breve ed utile glossario delle parole chiave utilizzate più di sovente:

- *Punto*: è una posizione fissa nello spazio;
- *Particella*: è una piccola porzione di un mezzo continuo;

- *Configurazione di una particella*: è l'insieme dei punti dello spazio occupati da una particella ad un certo istante;
- *Deformazione*: è la variazione di forma subita da un continuo, tra una configurazione iniziale, generalmente indicata come “indeformata”, ed una finale;
- *Flusso*: indica il continuo stato di moto di un mezzo continuo.

Nell'ipotesi di moto piano (il concetto è facilmente estendibile al caso di moto tridimensionale), si consideri la generica particella P_0 di un continuo, individuata al tempo $t=0$ dalle coordinate X ed Y , relativamente ad un riferimento $0XY$. Al passare del tempo, le coordinate X ed Y varieranno secondo le leggi:

$$\begin{cases} x = x(X, Y, t) \\ y = y(X, Y, t) \end{cases} \quad (4.1)$$

Le (4.1) rappresentano la legge di trasformazione del dominio $V_0(X, Y)$ nel dominio $V(x, y)$ parametrizzate nel parametro t (tempo).

Supponendo che tale trasformazione sia ad un sol valore, le (4.1) devono anch'esse risultare funzioni di un sol valore, continue e differenziabili. Inoltre lo Jacobiano della trasformazione:

$$|F| = \left| \frac{\partial x_i}{\partial X_j} \right| \quad (4.2)$$

risulterà essere non singolare, cioè diverso da zero in V_0 e $\forall t$.

In queste ipotesi, le (4.1) rappresentano la “descrizione lagrangiana materiale del moto di un corpo”. Le coordinate indipendenti X e Y , che descrivono la

configurazione indeformata del corpo, sono dette anche “coordinate materiali”, mentre le coordinate dipendenti x e y , che descrivono la configurazione al generico istante, sono anche dette “coordinate spaziali”.

In tale formulazione la velocità e le accelerazioni sono definite come le derivate locali delle coordinate spaziali rispetto al tempo:

$$\begin{aligned}
 \dot{u} &= \dot{u}(X, Y, t) = \left(\frac{\partial u}{\partial t} \right)_{X, Y} \\
 \dot{v} &= \dot{v}(X, Y, t) = \left(\frac{\partial v}{\partial t} \right)_{X, Y} \\
 \ddot{u} &= \ddot{u}(X, Y, t) = \left(\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \right)_{X, Y} \\
 \ddot{v} &= \ddot{v}(X, Y, t) = \left(\frac{\partial^2 v}{\partial t^2} \right)_{X, Y}
 \end{aligned}
 \tag{4.3}$$

Lo spostamento della particella, invece, è definito dal vettore rappresentato in Fig. 54. e dato dalla (4.4):

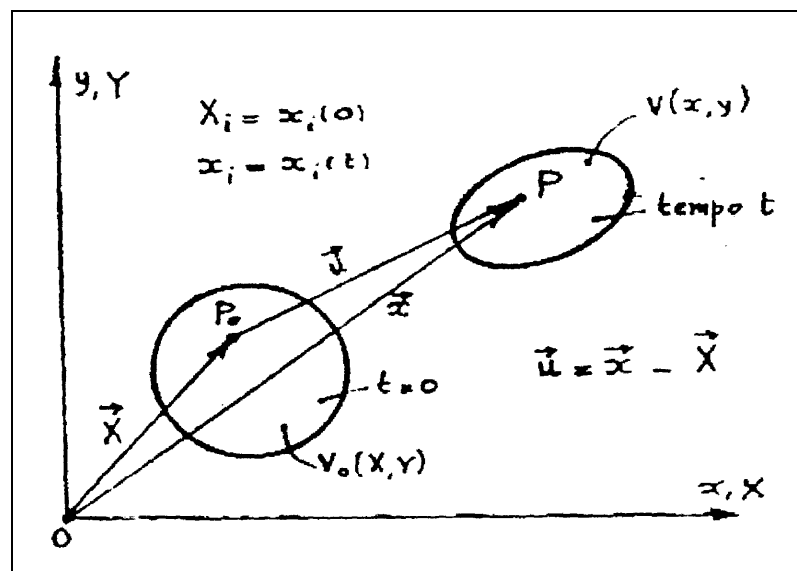


Fig. 54-spostamento della particella

$$\boxed{\{\Delta\} = \begin{bmatrix} u \\ v \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} X \\ Y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x(t) \\ y(t) \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} x(0) \\ y(0) \end{bmatrix}} \quad (4.4)$$

Nella descrizione lagrangiana, dunque, ogni particella è definita dalle sue coordinate all'istante t generico. Ciò significa che tale formulazione consente di descrivere il cammino percorso da una generica particella dalla configurazione iniziale, utilizzando questa come riferimento.

Nella descrizione euleriana, più che alla “storia” del moto di una particella, si è interessati a determinare il campo delle velocità in una prefissata sezione, presa come riferimento, e la sua evoluzione temporale. Tutto ciò equivale a dire che le coordinate x e y e il tempo t sono tutte variabili indipendenti: è il caso della “formulazione euleriana” o spaziale, nella quale il moto istantaneo del continuo è definito dal campo di velocità $\dot{u}_i = \dot{u}_i(x, y, t)$, rappresentativo della velocità della generica particella che, all'istante t , transita per la posizione (x, y) . L'accelerazione istantanea, invece, è data da:

$$\boxed{\ddot{u}_i = \frac{d\dot{u}_i(x, y, t)}{dt} = \left(\frac{\partial \dot{u}_i(x, y, t)}{\partial t} \right)_{x, y} + \dot{u}_j(x, y, t) \cdot \left(\frac{\partial \dot{u}_i(x, y, t)}{\partial x_j} \right)_t} \quad (4.5)$$

Nella (4.5) il primo termine rappresenta la derivata locale della velocità, il secondo è il termine convettivo o di trasporto. La (4.5) introduce il concetto di “derivata sostanziale”: data una generica grandezza G , detta operazione ne misura la variazione nel tempo come la vedrebbe un osservatore solidale alla particella di continuo che, all'istante considerato, si trova in transito attraverso la posizione di coordinata (x, y) .

Confrontando le due formulazioni alla luce della derivata sostanziale si evince che nella formulazione lagrangiana manca il termine convettivo.

In relazione all'impiego in un modello FEM c'è diversità di comportamento; si faccia riferimento alla Fig. 55.

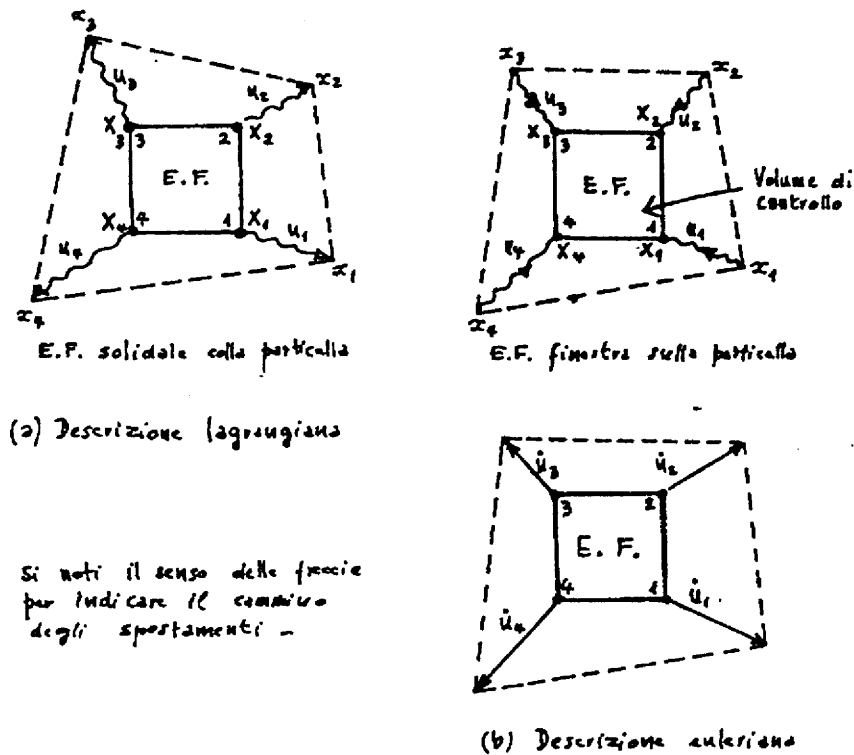


Fig. 55- differenze tra la descrizione euleriana e lagrangiana

Siano X_i le coordinate di una particella all'istante 0. Adottando la descrizione lagrangiana, le coordinate dipendenti x_i al tempo t , sono date dalle (4.1). Le frecce di Fig. 55), quindi, indicano il percorso seguito dalla deformazione nell'intervallo di tempo considerato. Se s'immagina la struttura modellata attraverso il FEM, questo sarebbe il percorso seguito dai nodi del generico elemento, che risulta, così, solidale alla struttura, seguendone le deformazioni. È evidente, dunque, come al crescere delle deformazioni degli elementi, la descrizione Lagrangiana degli spostamenti conduca a risultati numerici scorretti.

Adottando, invece, una descrizione euleriana, le variabili indipendenti di tutte le equazioni di equilibrio sono le x_i , cioè le coordinate attuali. Per quanto detto è possibile determinare le coordinate X_i al tempo $t=0$ della generica

particella che, al tempo t , è individuata dalle coordinate x_i . Nell'ambito di tale descrizione, gli elementi di una struttura modellata non sono ad essa solidali, ma risultano paragonabili a delle finestre i cui vertici hanno coordinate x_i , attraverso le quali osservare le particelle in transito con le proprie velocità. L'elemento fisso risulta molto più vantaggioso di quello deformabile della formulazione Lagrangiana, tuttavia, tale vantaggio porta ad una maggiore complessità delle equazioni del bilancio a causa della presenza dei termini di trasporto.

Entrando nello specifico dell' Ls-Dyna 3D, si ricorda che l'utente può scegliere la modalità di descrizione degli spostamenti più opportuna agendo sul campo DTC della *card* *CONTROL_ALE. Di default, Ls-Dyna 3D usa la trattazione Lagrangiana.

4.3 Il central difference method o metodo delle differenze centrali

Il *Central Difference Method* (o *Metodo delle differenze centrali*) appartiene alla famiglia dei metodi d'integrazione diretta, caratterizzati dall'assenza di qualunque trasformazione delle equazioni di equilibrio (al fine di cercarne una forma più conveniente) prima dell'inizio della loro soluzione numerica. Tali metodi trovano la loro giustificazione teorica in due concetti fondamentali:

Invece di soddisfare le equazioni di equilibrio ad ogni istante t , la loro soluzione è cercata solo ad intervalli discreti Δt_i : ciò significa che l'equilibrio tra le forze agenti sul sistema (comprese quelle di inerzia e quelle dovute allo smorzamento viscoso) è imposto ad intervalli discreti Δt_i ;

Si assume una variazione lineare delle accelerazioni all'interno di ogni singolo intervallo Δt_i .

Un metodo di integrazione diretta consente dunque, una volta noti i vettori degli spostamenti, delle velocità e delle accelerazioni iniziali, U_0 , \dot{U}_0 , \ddot{U}_0 rispettivamente, la determinazione della soluzione delle equazioni di equilibrio all'istante Δt_1 , la quale a sua volta servirà a rintracciare la soluzione all'istante Δt_2 , e così via fino alla fine del tempo T di interesse. In altre parole un metodo di integrazione diretta consiste in un algoritmo che, dalla conoscenza delle soluzioni delle equazioni di equilibrio agli istanti 0 , Δt_1 , $\Delta t_1 + \Delta t_2, \dots$ consente di pervenire alla soluzione delle suddette equazioni all'istante $\sum_{i=1}^n \Delta t_i$.

Le equazioni di equilibrio possono, con riferimento ad una formulazione lagrangiana del problema, essere poste nella forma:

$$\boxed{[M]\ddot{U} + [C]\dot{U} + [K]U = R} \quad (4.6)$$

dove:

$[M]$ è la matrice delle masse;

$[C]$ è la matrice rappresentativa dello smorzamento viscoso;

$[K]$ è la matrice di rigidità;

R è il vettore dei carichi esterni;

U , \dot{U} , \ddot{U} sono i vettori degli spostamenti, delle velocità e delle accelerazioni.

Nell'applicazione del *Central Difference Method*, le equazioni (4.6) sono riguardate come un sistema di equazioni differenziali a coefficienti costanti, la cui risoluzione è eseguita all'interno dell'Ls-Dyna 3D, con un timestep Δt_i variabile nel tempo. Tale assunzione, per quanto causa di notevoli complicazioni da un punto di vista analitico, è necessaria giacché il time step suddetto è scelto dal codice di calcolo in modo che risulti sempre $\Delta t_i < \Delta t_{cr}$,

dove con Δt_{cr} si è indicato il *timestep critico*, che sarà definito in seguito. Quest'ultimo varia al deformarsi della mesh, essendo funzione della geometria degli elementi dei quali essa è costituita.

Si definiscono quindi gli incrementi Δt_n al generico step n (con $n \in \mathbb{N}$), al quale si perviene dopo n step, ed $\Delta t_{n+1/2}$, al quale si perviene dopo $n+1/2$ step, come:

$$\boxed{\Delta t_n = t_n - t_{n-1}} \quad (4.7)$$

$$\boxed{\Delta t_{n+1/2} = \frac{1}{2} \cdot (\Delta t_n + \Delta t_{n+1})} \quad (4.8)$$

dove il time step $n+1/2$ è solitamente chiamato *midpoint time step*, poiché scandisce proprio la metà del time step considerato.

Nel Central Difference Method l'accelerazione si assume essere data da:

$$\boxed{\ddot{U}_n = \frac{1}{\Delta t_n} \cdot (\dot{U}_{n+1/2} - \dot{U}_{n-1/2})} \Rightarrow \quad (4.9)$$

$$\boxed{\Rightarrow \dot{U}_{n+1/2} = \dot{U}_{n-1/2} + \Delta t_n \cdot \ddot{U}_n} \quad (4.10)$$

mentre per la velocità si ritiene valida la seguente espressione:

$$\boxed{\dot{U}_{n+1/2} = \frac{1}{\Delta t_{n+1/2}} (U_{n+1} - U_n)} \Rightarrow \quad (4.11)$$

$$\boxed{U_{n+1} = U_n + \Delta t_{n+1/2} \cdot \dot{U}_{n+1/2}} \quad (4.12)$$

dalla (4.10) si ricava la funzione velocità al generico midpoint time step, essendo note tutte le grandezze fino all'istante n .

Per quanto concerne l'accelerazione, sostituendo la (4.11) e la relazione ad essa identica ma riferita allo step precedente nella (4.9), è possibile pervenire ad una sua espressione in termini della sola funzione spostamento, ossia:

$$\ddot{U}_n = \frac{\Delta t_{n-1/2} \cdot (U_{n+1} - U_n) - \Delta t_{n+1/2} \cdot (U_n - U_{n-1})}{\Delta t_n \cdot \Delta t_{n-1/2} \cdot \Delta t_{n+1/2}} \quad (4.13)$$

che si può particolarizzare al caso $\Delta t = \text{cost}$ come:

$$\ddot{U}_n = \frac{1}{\Delta t_n^2} \cdot (U_{n-1} - 2U_n + U_{n+1}) \quad (4.14)$$

D'ora in avanti si riterrà valida quest'ipotesi, unicamente con lo scopo di semplificare la trattazione che segue: si è già accennato, infatti, alla necessità di dover variare il timestep con il progredire delle deformazioni. Se ciò non avvenisse, come si vedrà in seguito, l'analisi con il Central Difference Method non proseguirebbe a lungo, essendo notevole la probabilità di instabilità nella integrazione.

La (4.14) diventa, quindi:

$$\ddot{U}_t = \frac{1}{\Delta t^2} \cdot (U_{t-\Delta t} - 2U_t + U_{t+\Delta t}) \quad (4.15)$$

dal momento che la supposta costanza del Δt implica che il generico istante, al quale si arriva dopo n step, possa indicarsi più intuitivamente con t .

Allo stesso istante, l'espressione della velocità assume la forma:

$$\dot{U} = \frac{1}{2\Delta t}(-U_{t-\Delta t} + U_{t+\Delta t}) \quad (4.16)$$

Poiché l'obiettivo rimane la determinazione della funzione spostamento all'istante $t+\Delta t$, cioè $U_{t+\Delta t}$, questa può essere determinata considerando la (4.16) all'istante t :

$$[M] \cdot \ddot{U}_t + [C] \cdot \dot{U}_t + [K] \cdot U_t = R_t \quad (4.17)$$

e sostituendo in essa le (4.15) ed (4.16), ottenendo così:

$$\left\{ \frac{1}{\Delta t^2} M + \frac{1}{2\Delta t} C \right\} U_{t+\Delta t} = R_t - \left\{ K - \frac{2}{\Delta t^2} M \right\} U_t - \left\{ \frac{1}{\Delta t^2} M + \frac{1}{2\Delta t} C \right\} U_{t-\Delta t} \quad (4.18)$$

dalla quale è possibile ricavare agevolmente $U_{t+\Delta t}$.

Va ora sottolineato come la determinazione della funzione spostamento all'istante $t+\Delta t$, sia stata effettuata mediante l'imposizione delle condizioni di equilibrio all'istante t . Per tale motivo il Central Difference Method è definito anche come un metodo di integrazione esplicita, in contrapposizione con i metodi di integrazione implicita, tra cui ricordiamo il metodo di Newmark, utilizzato da un altro diffusissimo codice FEM, l'ANSYS, per la risoluzione di problemi lineari, che pervengono alla determinazione della funzione spostamento all'istante $t+\Delta t$, mediante l'imposizione delle condizioni di equilibrio allo stesso istante $t+\Delta t$. È da notare come la determinazione della funzione $U_{t+\Delta t}$ coinvolga le funzioni U_t e $U_{t-\Delta t}$, ragione per cui è necessario definire una speciale procedura di partenza al fine di poter determinare la funzione spostamento all'istante $-\Delta t$. Ritenendo

assegnate le condizioni iniziali, e quindi note le funzioni U_0 , \dot{U}_0 , \ddot{U}_0 , è possibile utilizzare le (4.15) e le (4.16) per determinare la funzione spostamento all'istante $-\Delta t$, cioè:

$$\boxed{U_{-\Delta t} = U_0 - \Delta t \cdot \dot{U}_0 - \frac{\Delta t^2}{2} \ddot{U}_0} \quad (4.19)$$

Semplificando, possiamo riassumere le operazioni svolte dal calcolatore secondo il seguente schema:

- Determinazione di U_0 , \dot{U}_0 , \ddot{U}_0 ;
- Selezione del time step Δt che soddisfi alla relazione $\Delta t \leq \Delta t_{cr}$;
- Determinazione delle costanti: $a_0 = \frac{1}{\Delta t^2}$; $a_1 = \frac{1}{2\Delta t}$; $a_2 = 2a_0$; $a_3 = \frac{1}{a_2}$;
- Determinazione di: $U_{-\Delta t} = U_0 - \Delta t \cdot \dot{U}_0 - a_3 \ddot{U}_0$;
- Fattorizzazione di: $\hat{M} = LDL^T$.
- Fattorizzazione di $\hat{K} = LKL^T$.

Per ogni ciclo di calcolo:

- Determinazione dell'effettivo vettore dei carichi all'istante t :

$$\hat{R}_t = R_t + (K - a_2 M)U_t - (a_0 M - a_1 C)U_{t-\Delta t};$$

- Determinazione del vettore spostamento all'istante $t + \Delta t$:

$$LDL^T U_{t+\Delta t} = \hat{R}_t;$$

- Valutazione, se richiesto dal problema, delle velocità e delle accelerazioni all'istante t :

$$\dot{U} = a_1 (-U_{t-\Delta t} + U_{t+\Delta t})$$

$$\ddot{U} = a_0 (U_{t-\Delta t} - 2U_t + U_{t+\Delta t}).$$

Supponiamo ora che il sistema non sia caratterizzato da alcuna forma di smorzamento, il che equivale ad imporre che sia $[C] = [0]$. In tal caso la (4.18) assume la forma:

$$\boxed{\left(\frac{1}{\Delta t^2} M\right) U_{t+\Delta t} = \hat{R}_t} \quad (4.20)$$

nella quale:

$$\boxed{\hat{R}_t = R_t - \left(K - \frac{2}{\Delta t^2} M\right) U_t - \left(\frac{1}{\Delta t^2} M\right) U_{t-\Delta t}} \quad (4.21)$$

Se la matrice delle masse M è diagonale, il sistema di equazioni (4.6) può essere risolto effettuando soltanto i prodotti tra matrici necessari alla determinazione del vettore \hat{R}_t . Una volta eseguite tali operazioni sarà infatti possibile ottenere la generica i -esima componente del vettore spostamento all'istante $t + \Delta t$, mediante la seguente:

$$\boxed{U_{t+\Delta t}^{(i)} = \hat{R}_t^{(i)} \left(\frac{\Delta t^2}{m_{ii}}\right)} \quad (4.22)$$

dove $U_{t+\Delta t}^{(i)}$ ed $\hat{R}_t^{(i)}$ indicano la i -esima componente dei vettori $U_{t+\Delta t}$ ed \hat{R}_t rispettivamente, ed m_{ii} rappresenta l' i -esimo elemento della matrice (diagonale) delle masse. Si assume inoltre che sia $m_{ii} > 0$.

Il vantaggio derivante dall'applicazione del Central Difference Method appare ora evidente: come si evince dalla (4.22), non è necessario calcolare le matrici di massa e di rigidità dell'intera struttura. In altre parole, mediante le suddette formule è possibile rintracciare la soluzione $U(t)$ operando nel

dominio del singolo elemento. Il metodo diviene poi maggiormente efficace qualora più elementi successivi dovessero avere le stesse matrici di massa e di rigidità; in tal caso è sufficiente leggere dalla memoria le matrici relative al primo elemento della serie. Operando in tal maniera è possibile risolvere tanto efficacemente quanto velocemente anche sistemi di dimensioni molto elevate. Stando a quanto finora esposto, l'efficacia del metodo è fortemente condizionata dal considerare solo matrici di massa simmetriche e dal trascurare gli effetti di un qualunque tipo di smorzamento viscoso (dipendente cioè dalla velocità). Tuttavia considerando matrici di smorzamento simmetriche i vantaggi descritti in precedenza rimangono inalterati. Per quanto riguarda poi la necessità di dover considerare solo matrici di massa simmetriche, è noto come ai fini pratici ciò non rappresenti assolutamente un problema in quanto normalmente i sistemi considerati prevedono l'utilizzo di tali matrici.

Altra considerazione da fare in merito all'utilizzo del Central Difference Method riguarda la misura del time step Δt , che deve sempre risultare minore del suo valore critico Δt_{cr} , determinabile a partire dalle matrici di massa e rigidità complessive della mesh. In particolare deve essere verificato che:

$$\Delta t \leq \Delta t_{cr} = \frac{T_n}{\pi} \quad (4.23)$$

dove T_n rappresenta il più piccolo periodo naturale nell'insieme di elementi finiti costituenti la mesh.

Tale relazione richiede che sia verificata la condizione $m_{ii} > 0 \forall i$, dal momento che la presenza di uno zero nella diagonale della matrice di massa equivarrebbe ad affermare la presenza di un elemento con periodo nullo. Poiché in pratica è sempre $m_{ii} > 0$, la (4.23) restituisce una limitazione

effettiva alla grandezza del timestep massimo da utilizzare nel processo di integrazione.

In alcuni casi la (4.23) può non condurre ad un Δt eccessivamente piccolo, ma in generale da essa si ricava una misura del timestep che può essere anche diverse volte più piccolo di quella che assicura la stabilità del processo di integrazione.

C'è però da aggiungere che l'onere computazionale connesso al processo di integrazione è all'incirca inversamente proporzionale alla dimensione del time step; ne consegue che una diminuzione di quest'ultimo implica un proporzionale aumento del tempo di calcolo.

Conseguenza di ciò è la ricerca di un time step che sia minore del critico, per assicurare la stabilità del processo di integrazione, ma comunque non minore del minimo indispensabile, onde contenere il più possibile i tempi computazionali.

4.4 Stabilità del central difference method e gestione del time step

Il problema della stabilità dell'integrazione è di fondamentale importanza nella gestione del timestep. Tale studio non è eseguito sulle (4.6) così come sono formulate, ma, mediante un cambiamento di basi, ci si riconduce alle espressioni corrispondenti nello spazio degli autovettori. Trascurando lo smorzamento, si ottiene:

$$\boxed{K\phi = \omega^2 M\phi} \quad (4.24)$$

Per lo spostamento, si può scrivere:

$$\boxed{U(t) = \Phi \cdot X(t)} \quad (4.25)$$

in cui Φ rappresenta la matrice modale del sistema. Sostituendo la (4.25) nella (4.6), si ha:

$$\boxed{\ddot{X}(t) + \Delta \dot{X}(t) + \Omega^2 X(t) = \phi^T R(t)} \quad (4.26)$$

dove Ω è la matrice diagonale contenente gli autovalori del problema (4.24), ossia i quadrati delle frequenze dei modi liberi di vibrare e Δ rappresenta la matrice diagonale dello smorzamento, il cui generico termine è $2\omega_i \xi_i$, avendo posto $\xi_i = \frac{c_i}{2m_i \omega_i}$ (rapporto tra lo smorzamento e lo smorzamento critico relativo all'i-esimo modo di vibrare).

Il sistema (4.26) è costituito da n equazioni disaccoppiate, peraltro formalmente identiche; è sufficiente quindi studiare l'integrazione della generica equazione, che scriviamo come:

$$\boxed{\ddot{x} + 2\xi\omega\dot{x} + \omega^2 x = r} \quad (4.27)$$

Il problema risulta notevolmente semplificato, dal momento che quest'ultima non è altro che l'equazione differenziale del moto di un sistema ad un grado di libertà, con rapporto di smorzamento $\xi = \frac{c}{2m\omega}$, carichi applicati r e frequenza naturale ω . Sarà necessario, per l'analisi di stabilità, stimare gli errori di integrazione nella soluzione della (4.27) come funzione di Δt , ξ ed r .

Le equazioni (4.27) potrebbero integrarsi con elevata precisione, ma per ognuna di esse il time step deve essere lo stesso; ne consegue che il Δt dovrà essere scelto in corrispondenza del più piccolo periodo naturale del sistema.

Ciò può portare ad un suo eccessivo sottodimensionamento e ad un aumento ingiustificato dei tempi di calcolo.

Nella maggior parte delle analisi, infatti, la parte principale della risposta dinamica del sistema è ottenibile dalla combinazione soltanto di alcuni modi di vibrare. Quelli corrispondenti alle frequenze più alte avranno influenza limitata sul grado di approssimazione della soluzione. Sarà sufficiente quindi la conoscenza solo dei primi p modi naturali del sistema, il che porta all'integrazione solo delle prime p equazioni (4.27). La distribuzione delle frequenze contenute nel vettore dei carichi esterni determinerà il valore di p .

Se indichiamo con T_u il più piccolo periodo naturale del sistema e con T_p il periodo relativo al p -esimo modo di vibrare, l'aumento del time step dovuto all'aver trascurato le frequenze più alte sarà dell'ordine di T_p/T_u ; proporzionale ad esso sarà anche la riduzione dei tempi di calcolo. Tale rapporto può assumere anche valori elevati (dell'ordine di 1000), si comprende facilmente quale potrebbe essere il vantaggio conseguito.

Dal momento che non è possibile integrare con precisione un'equazione con un Δt più grande della metà del periodo naturale, ci si chiede quale sarà la risposta dinamica del sistema derivante dall'integrazione della generica equazione (4.27), quando il rapporto $\Delta t/T$ è grande. Tale risposta caratterizza il processo di integrazione nei riguardi della stabilità.

Affinché il processo sia stabile, infatti, devono essere verificate due condizioni:

- Le soluzioni delle equazioni (in termini di spostamenti, velocità ed accelerazioni) integrate con un Δt tale che $\Delta t/T > 0.5$, non devono essere amplificate al punto da privare di significato la risposta ottenuta dall'integrazione delle frequenze libere più basse;

- Qualunque errore nelle funzioni spostamento, velocità ed accelerazione, non deve crescere durante il periodo di integrazione.

Si può quindi concludere che, sebbene la risposta del sistema sia dovuta in larga misura solo ai primi p modi di vibrare, l'integrazione delle equazioni del moto con un timestep valutato in base al periodo naturale T_p (ricordiamo che p dipende dalla distribuzione delle frequenze nel vettore dei carichi applicati, quindi essenzialmente dalle condizioni iniziali), porta inevitabilmente all'instabilità del processo. Onde garantirne invece la stabilità, è necessario che il timestep sia sufficientemente piccolo da garantire un'adeguata precisione anche alle più alte frequenze naturali di oscillazione.

In relazione al concetto di stabilità, i metodi di integrazione possono essere divisi in due categorie:

- Metodi *incondizionatamente stabili*, per i quali, qualunque siano l'insieme di condizioni iniziali e il timestep adoperato, la soluzione non cresce mai senza controllo;
- Metodi *condizionatamente stabili*, per i quali le condizioni iniziali non influiscono sulla soluzione finale solo se il timestep è tale che il rapporto $\Delta t / T$ è basso.

Il Central Difference Method appartiene alla seconda categoria.

Conseguentemente all'impostazione del problema degli autovettori accennato (su cui non ci dilunghiamo), è possibile calcolare il time step critico cercato; per un sistema privo di smorzamento si ha:

$$\Delta t \leq \frac{2}{\omega_{max}} \quad (4.28)$$

Se l'equazione del moto da analizzare contiene anche lo smorzamento, si può scrivere:

$$\Delta t \leq \frac{2}{\omega_{max}} \cdot \left(\sqrt{1 + \xi^2} - \xi \right) \quad (4.29)$$

in cui si può notare che lo smorzamento riduce le dimensioni del timestep critico.

Il timestep, quindi, risulta definito dalla più alta frequenza naturale della struttura di analisi, la quale è a sua volta definita dalla più alta frequenza naturale di ognuno degli elementi appartenenti alla mesh.

Come si è anticipato, tale timestep dipende essenzialmente dalla geometria di uno solo degli elementi della mesh, geometria che varia al deformarsi della struttura. Durante la soluzione, quindi, Ls-Dyna 3D aggiorna continuamente la misura del timestep (affinché il processo di integrazione rimanga stabile), secondo la relazione

$$\Delta t^{n+1} = \alpha \cdot \min \{ \Delta t_1, \Delta t_2, \dots, \Delta t_N \} \quad (4.30)$$

in cui N rappresenta il numero degli elementi costituenti la mesh, i Δt_i sono i timestep critici corrispondenti a ciascuno di essi, ed α è un fattore di scala (ha la funzione di un coefficiente di sicurezza). Quest'ultimo è impostato per default a 0.90, ma è modificabile a piacere, mediante la card *CONTROL_TIMESTEP.

Per quanto riguarda la valutazione dei singoli timestep, Ls-Dyna 3D adotta dei criteri che variano con il tipo di elemento considerato. Riportiamo di seguito le modalità di calcolo per gli elementi più usati.

Elementi solidi

La formula adottata è:

$$\Delta t_{cr} = \frac{L_e}{Q + \sqrt{Q^2 + c^2}} \quad (4.31)$$

In cui Q è funzione dello smorzamento viscoso e L_e è una lunghezza caratteristica definita come:

$$L_e = \frac{v_e}{A_{max}}, \text{ nel caso di solidi ad 8 nodi}$$

$$L_e = \text{altezza minima}, \text{ nel caso di tetraedri a 4 nodi}$$

dove v_e è il volume dell'elemento e A_{max} l'area della faccia più grande, mentre c è la velocità del suono adiabatica.

Elementi beam e truss (aste e travi)

Per tali elementi il time step critico è dato da:

$$\Delta t_{cr} = \frac{L}{c} \quad (4.32)$$

in cui L è la lunghezza dell'elemento e c è la velocità di un'onda nel materiale costituente l'elemento, pari a:

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (4.33)$$

Per gli elementi beam di Belytschko, invece, il time step critico è il minore tra quello valutato con la formula precedente e il seguente:

$$\Delta t_{cr} = \frac{0.5 \cdot L}{c \cdot \sqrt{3I \cdot \left(\frac{3}{12I + A \cdot L^2} + \frac{1}{A \cdot L^2} \right)}} \quad (4.34)$$

Elementi shell (membrane)

È usata l'espressione:

$$\Delta t_{cr} = \frac{L_s}{c} \quad (4.35)$$

nella quale c è la velocità del suono, definita come:

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho \cdot (1 - \nu^2)}} \quad (4.36)$$

mentre L_s è una lunghezza caratteristica, per la cui definizione l'utente dispone di tre alternative, per la cui scelta è predisposto il campo ISDO della *card* *CONTROL_TIMESTEP.

La prima opzione (impostata come default) prevede la determinazione della lunghezza caratteristica mediante la formula:

$$L_s = \frac{(1+\beta) \cdot A_s}{\max\{L_1, L_2, L_3, (1-\beta) \cdot L_4\}} \quad (4.37)$$

in cui $\beta = 0$ per i quadrilateri e $\beta = 1$ per gli elementi triangolari.

La seconda opzione definisce un valore più conservativo per la lunghezza, pari a:

$$L_s = \frac{(1+\beta) \cdot A_s}{\max\{D_1, D_2\}} \quad (4.38)$$

in cui D_i è la lunghezza della generica diagonale.

La terza opzione è adoperata per elementi triangolari con altezze molto basse, e conduce ad un time step maggiore rispetto alle altre due (fornendo un valore più alto per la lunghezza caratteristica):

$$L_s = \max \left\{ \frac{(1+\beta) \cdot A_s}{\max[L_1, L_2, L_3, (1-\beta) \cdot L_4]}, \min[L_1, L_2, L_3, L_4 + \beta \cdot 10^{20}] \right\} \quad (4.39)$$

Solid shell

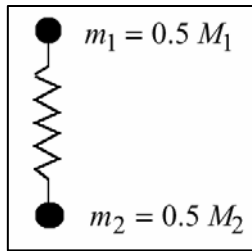
È adoperata la formula

$$\Delta t_{cr} = \frac{v_e}{c \cdot A_{e_{max}}} \quad (4.40)$$

dove v_e è il volume dell'elemento e $A_{e_{max}}$ l'area della faccia più grande, mentre c è la velocità del suono data dalla (4.36).

Elementi discreti (molle e cinture di sicurezza)

Per tali elementi non c'è una velocità del suono con cui calcolare il time step.



M_1, M_2 masse nodali

Il problema degli autovalori per le oscillazioni libere di una molla con masse nodali m_1 ed m_2 e di rigidezza k si esplicita come:

$$k \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix} - \omega^2 \begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.41)$$

Ponendo uguale a 0 il determinante dell'equazione caratteristica, possiamo risolvere in particolare rispetto al maggiore degli autovalori:

$$\det \begin{bmatrix} k - \omega^2 m_1 & -k \\ -k & k - \omega^2 m_2 \end{bmatrix} = 0 \Rightarrow \omega_{max}^2 = \frac{k \cdot (m_1 + m_2)}{m_1 \cdot m_2} \quad (4.42)$$

Riprendendo quanto scritto per gli elementi truss:

$$\left. \begin{array}{l} \Delta t \leq \frac{L}{c} \\ \omega_{max} = \frac{2c}{L} \end{array} \right\} \Rightarrow \Delta t \leq \frac{2}{\omega_{max}} \quad (4.43)$$

approssimando la massa della molla a metà delle masse nodali effettive, otteniamo:

$$\Delta t = 2 \sqrt{\frac{m_1 \cdot m_2}{k \cdot (m_1 + m_2)}} \quad (4.44)$$

Quindi, in funzione delle masse nodali, possiamo scrivere:

$$\Delta t_{cr} = 2 \sqrt{\frac{2 \cdot M_1 \cdot M_2}{k \cdot (M_1 + M_2)}} \quad (4.45)$$

4.5 Algoritmi di contatto e impatto

La nascita di un contatto fra due corpi [52] prima separati muta le condizioni al contorno in un'analisi agli elementi finiti e accoppia le equazioni del moto dei corpi.

La capacità di gestire lo scorrimento e l'impatto tra superfici, è una tra le più importanti ed interessanti possibilità offerte dall' Ls-Dyna 3D. Inoltre, la definizione di ciascun tipo di contatto avviene allo stesso modo, mediante due o più card *CONTACT_{OPTIONS}, il che facilita notevolmente il compito, nonostante gli oltre trenta schemi disponibili nel codice. Oltre alla gestione dei contatti tra superfici diverse, Ls-Dyna 3D prevede la possibilità di controllare anche quelli tra zone diverse della stessa superficie, nel caso in cui questa abbia a ripiegare su se stessa, mediante l'algoritmo della single surface (un esempio tipico è la fase di dispiegamento di un airbag).

Un problema di contatto può essere affrontato da Ls-Dyna 3D secondo tre metodi diversi:

- Metodo dei vincoli cinematici;
- Penalty Method;
- Metodo dei parametri distribuiti.

Per quanto riguarda la definizione di una superficie di contatto, questa avviene mediante una card `*SET_{OPTION}`, in genere `*SET_SEGMENT`, il cui scopo è di fornire al codice una lista di “segmenti di contatto”, arbitrariamente ordinati, oppure fornire un insieme di parti mediante la card `*SET_PART` ma è possibile definire il contatto attraverso l’indicazione della sola parte. Un segmento di contatto è da intendersi come una porzione di superficie di contatto delimitata da 4 o da 3 nodi (se la mesh è costituita da elementi triangolari o tetraedrici). Inoltre, delle due superfici di contatto costituenti l’interfaccia, una sarà designata come master, e sarà pertanto costituita da segmenti e nodi master, mentre l’altra verrà invece definita come slave, costituita a sua volta da segmenti e nodi slave. Tale distinzione è necessaria, in quanto l’algoritmo di contatto (ad eccezione del penalty method) prevede la determinazione della posizione dei nodi slave, rispetto a quelli master. È bene fare attenzione a questa scelta: la superficie master dovrà essere quella con la mesh meno fitta, oppure dovrà corrispondere al materiale con più elevata densità.

È utile accennare alla introduzione degli algoritmi di contatto “automatici”, con i quali è possibile evitare la definizione delle superfici master e slave mediante segmenti, operando tale algoritmo al suo interno questa determinazione, in base agli identificatori delle parti, forniti dall’utente per ogni superficie.

4.6 Metodo dei vincoli cinematici

Prevede l’imposizione dei vincoli alle equazioni dei nodi slave, bloccandone il grado di libertà traslazionale in direzione normale alla superficie master (Fig. 56).

È possibile avere problemi nell’uso di questo metodo, qualora la mesh della superficie master sia più fitta di quella slave. In tal caso, infatti, è possibile

che alcuni nodi master penetrino all'interno della superficie slave senza incontrare alcuna resistenza, creando così una piegatura nella superficie di contatto. Tale possibilità aumenta se le pressioni di contatto sono molto alte.

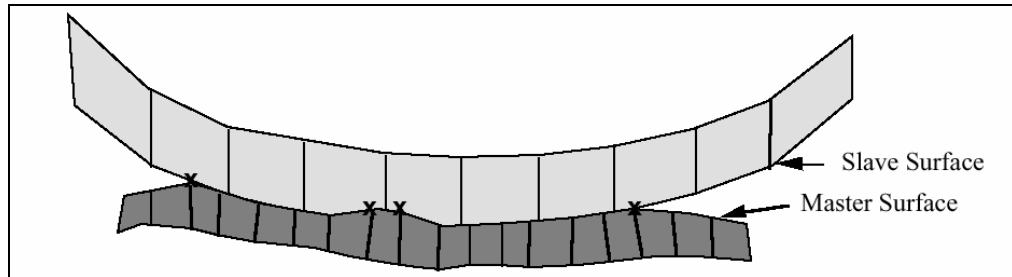


Fig. 56

Risulta chiara la necessità di definire opportunamente le mesh delle superfici a contatto, sforzo questo che però può rivelarsi insufficiente: una mesh adeguata per la configurazione indeformata, può non rimanere tale negli istanti successivi (citiamo, ad esempio, l'espansione dei prodotti gassosi di un'esplosione contro una superficie).

4.7 Penalty Method

Il vantaggio di questo metodo è la simmetria: esso non distingue, infatti, tra superficie master e slave. Questo fatto è molto importante perché negli altri casi non penalty method, i nodi slave sono costretti a giacere dopo l'impatto sulla superficie master fino a quando una forza di trazione non li separi. Ciò conduce ad una riduzione della tendenza all'eccitazione di fenomeni oscillatori.

Tale metodo prevede l'introduzione di molle di opportuna rigidità e prive di massa tra i nodi che tendono a compenetrare l'interfaccia e l'interfaccia stessa. La rigidità dell'interfaccia è scelta in modo che risulti all'incirca dello stesso ordine di grandezza del generico elemento che affaccia sulla

superficie di contatto in direzione normale all'interfaccia. In tal modo, la dimensione del timestep non risente delle modifiche effettuate.

Anche per questo metodo si rileva la possibilità di compenetrazioni dovute a pressioni elevate, eliminabili con un aumento della rigidità delle molle all'interfaccia o una riduzione del timestep. Quest'ultimo conduce però all'aumento dell'onere computazionale; è stata perciò introdotta la possibilità di imporre il solo slittamento dei nodi all'interfaccia (*sliding only option*), la quale conduce all'introduzione di un terzo metodo, il metodo dei parametri distribuiti.

4.8 Metodo dei parametri distribuiti

L'idea di partenza è di distribuire metà della massa dei nodi slave interessati al contatto, sulla corrispondente porzione di superficie master, la quale risulta caricata da una distribuzione di pressione determinata dalla sollecitazione interna di ogni elemento.

Completata la distribuzione di massa e pressione, è possibile determinare la nuova accelerazione della superficie master. Successivamente, sono imposti dei vincoli alle accelerazioni ed alle velocità dei nodi slave, onde assicurare che il loro moto si svolga sulla superficie master.

In questo modo s'ignora ogni possibile penetrazione della superficie master nel volume delimitato dalla superficie slave.

4.9 Compenetrazioni iniziali

Da quanto detto, si comprende come lo scopo principale di ciascun algoritmo di contatto è quello di evitare che le superfici a contatto si compenetrino durante l'intervallo di tempo da analizzare. Può succedere che un'imprecisa definizione degli spessori e delle distanze tra le superfici, porti ad avere delle compenetrazioni già all'istante iniziale, prima dell'inizio dell'analisi. Ciò

porta ad una serie di problemi numerici (resi manifesti da un notevole incremento dell'energia di contatto), che compromettono la validità dell'analisi, o anche il suo completamento.

Tali compenetrazioni, se rilevate, sono comunicate tramite i file *messag* e *d3hsp*, insieme con le modifiche apportate da Ls-Dyna 3D alla geometria per eliminarle. Non di rado tali modifiche non fanno altro che spostare il problema da un punto ad un altro, risultando quindi inefficaci: in tal caso, sarà opportuna una ridefinizione della geometria, per quanto riguarda le superfici compenetranti. È utile ricordare che l'algoritmo *single surface* prevede l'eliminazione dal contatto dei nodi che nel secondo step perseverano nella compenetrazione, cioè tali nodi saranno espulsi.

Le compenetrazioni iniziali non vengono sempre rilevate dal codice (Fig. 57); ciò avviene quando il nodo slave oltrepassa del tutto la superficie master, oppure quando il bordo di un elemento shell è vicino alla superficie di un elemento solido (normalmente, le superfici limiti degli shell sono raccordati da una semicirconferenza di raggio pari alla metà dello spessore dell'elemento), Fig. 58.

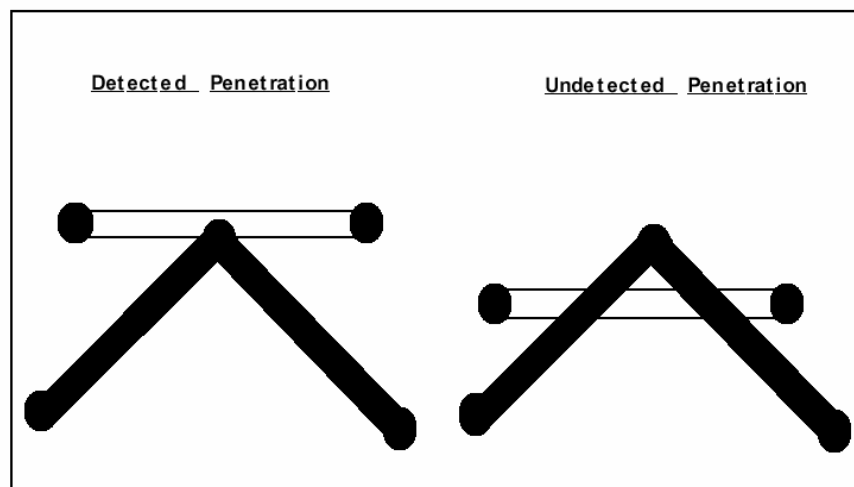


Fig. 57-casi di compenetrazioni rilevate o non rilevate

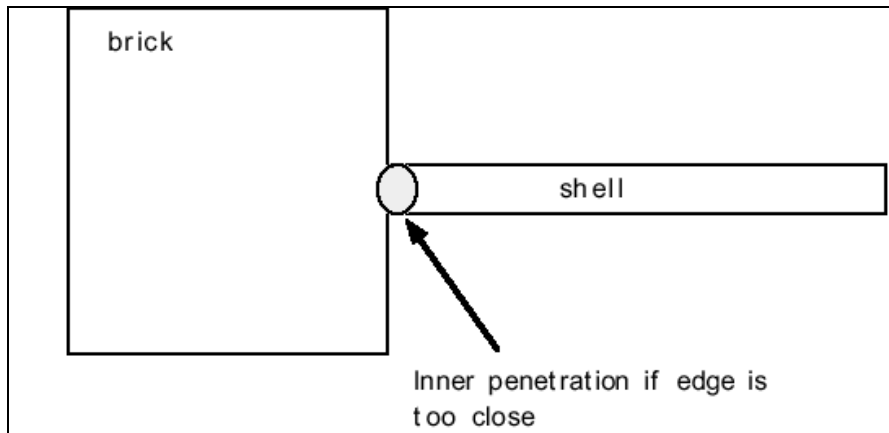


Fig. 58

Per evitare quindi compenetrazioni iniziali è bene tener le seguenti regole:

- Durante la fase di definizione della mesh, bisogna definire opportune distanze tra superfici adiacenti tenendo conto degli effettivi spessori delle parti;
- Infittire la mesh di zone caratterizzate da notevoli curvature;
- Determinare con precisione gli spessori delle shell e le sezioni delle beam, in particolare per quanto riguarda i corpi rigidi;
- Ridurre, se necessario, gli spessori delle parti, cercando però non compromettere il comportamento strutturale del modello;
- Usare *spot welds* (punti di saldatura) invece dei *merged nodes* (nodi coincidenti) per realizzare l'offset della superficie media di uno shell.

È bene notare che almeno all'istante iniziale Hypermesh permette di visualizzare se ci sono compenetrazioni iniziali nei contatti. Tale opzione si può evidenziare tramite il comando `TOOLPENETRATION` e selezionando la interfaccia di interesse. Se ci sono penetrazioni iniziali il software dà un commento sul numero di penetrazioni ed inoltre visualizza tramite delle

circonferenze i nodi interessati a tale compenetrazione; inoltre è possibile eliminare tali compenetrazioni mediante il comando ADJUST presente nella stessa opzione. Tale opzione però non è raccomandabile in quanto i nodi saranno saldati provocando problemi per quanto riguarda il contatto.

4.10 Il fenomeno dell'hourglassing

Tutti gli elementi strutturali (*beam*, *shell* e *brick*), secondo le funzioni che ne descrivono il comportamento, possono presentare dei modi di deformarsi a cui corrisponde un'energia di deformazione nulla. Tale fenomeno prende il nome di *hourglassing* (effetto clessidra). Si ha una dispersione, se così si può dire, di una "energia numerica" non computata a causa della particolare

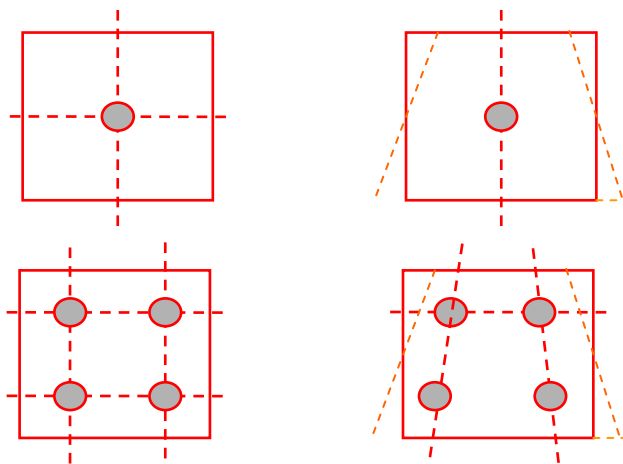


Fig. 59

deformazione subita dall'elemento. Questo fenomeno dipende dal numero dei punti di integrazione. Ossia nella Fig.59, parte in alto, il punto di Gauss (punto di integrazione) non avverte nessuna variazione anche se l'elemento si è deformato. In pratica è come se si deformasse un corpo senza spendere alcuna energia, il che è un paradosso. Invece se consideriamo la parte bassa della Fig. 59, notiamo che se si usano più di un punto di integrazione il fenomeno hourglassing non si avverte.

Per comprenderlo ancora meglio, si farà un semplice esempio. Si consideri un elemento membranale piano, caratterizzato da due soli gradi di libertà per nodo (Fig. 60). L'elemento in esame avrà, in totale, 8 gradi di libertà ed altrettanti modi di deformarsi, tre dei quali propri di un corpo rigido (Fig. 61).

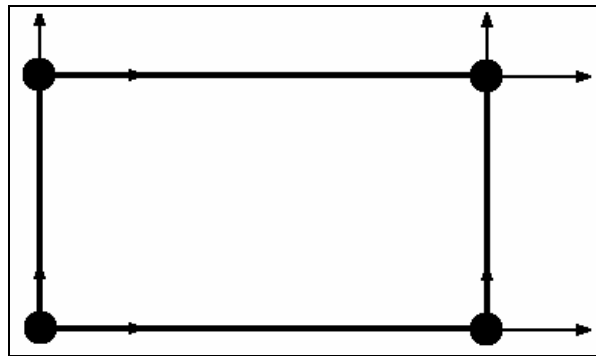


Fig. 60- elemento membranale piano

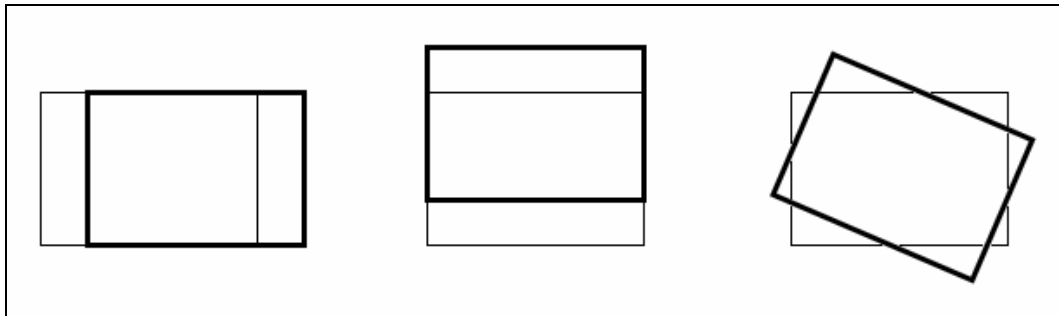


Fig. 61

Poiché l'elemento ha un solo punto di integrazione, si possono determinare solo le tensioni di trazione, compressione e taglio, ragione per la quale l'elemento ha tre modi di deformarsi a cui è associata una rigidezza che li contrasta (Fig 62), e altri tre modi di deformarsi a cui l'elemento non può opporre resistenza (Fig. 63).

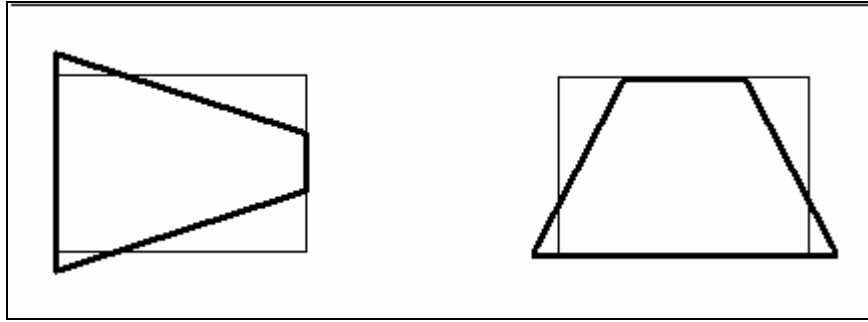


Fig. 62- modi di deformarsi a cui è associata una rigidezza

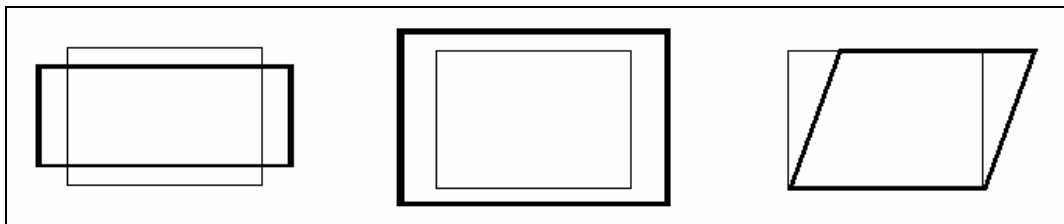


Fig. 63- modi di deformarsi a cui l'elemento non oppone resistenza

Quando la deformazione della struttura discretizzata coinvolge gli ultimi due modi di deformazione dell'elemento si parla di hourglassing. A tale fenomeno sono connessi i seguenti problemi:

- *Riduzione del time step* dovuta alla riduzione delle dimensioni critiche dell'elemento cui si assiste quando hanno luogo fenomeni di hourglassing;
- *Possibilità di fallimento dell'analisi*, nel caso in cui un lato dell'elemento diventi di lunghezza nulla;
- *Progressiva perdita di precisione nei calcoli* all'aumentare dell'importanza assunta dal fenomeno.

In Ls-Dyna 3D tali problemi possono essere evitati attivando una particolare forma di smorzamento, contrastante i modi di deformazione che originano hourglass. In particolare esiste la card *HOURGLASS la quale permette di

definire per un set di parti, una particolare formulazione per il trattamento del fenomeno dello hourglassing.

Esistono, tuttavia, casi estremi nei quali la suddetta forma di smorzamento non riesce a contrastare efficacemente il fenomeno; è allora possibile attivare una forma di rigidità (*hourglass stiffness*) mediante la quale sono applicate delle forze, finalizzate al contrasto di quei termini della sollecitazione interna dell'elemento che generano hourglassing. Tuttavia tali forze possono falsare il risultato finale. Attivando il campo HGEN della *keyword* *CONTROL_ENERGY, è calcolata l'energia connessa alle deformazioni provocate da tali forze (*hourglass energy*) ed inclusa nel bilancio energetico totale.

L'hourglass energy è poi riportata nei file di output MATSUM e GLSTAT, ed è quindi facilmente diagrammabile. La letteratura suggerisce che l'hourglass energy non debba superare il 5-10% dell'energia di deformazione totale, onde poter ritenere validi i risultati di un'analisi.

Capitolo 5 – Applicazioni

Introduzione

Nel presente capitolo sarà descritta la metodologia necessaria per la simulazione numerica di una prova di urto EuroNcap con riferimento a modelli (veicolo, dummies, ..) disponibili in rete o realizzati seguendo le specifiche dei protocolli di prova. Il codice utilizzato è l'ls-Dyna 3D Ver.960-447 [53].

5.1 Modello di veicolo

Il modello di veicolo utilizzato per la simulazione della prova EuroNcap riprodotto un'Honda Accord (1997) [54,55], è stato realizzato dall'università della Virginia (USA, Fig. 64). Sono stati analizzati i parametri fondamentali della mesh:

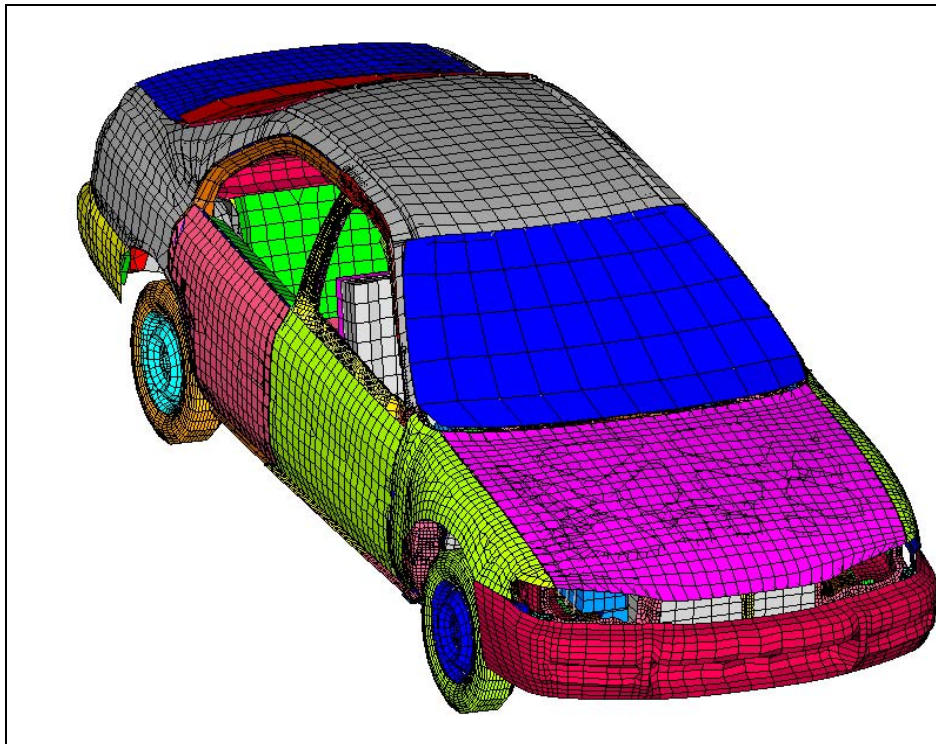


Fig. 64 – Modello di veicolo

- Warpage: quanto l'elemento si discosta dall'essere piano; è tollerato un warpage fino a 10° . Sono stati individuati 19275 (10%) elementi con warpage superiore;
- Aspect ratio: il rapporto tra il lato maggiore e quello minore di un elemento. Valori fino a 3 sono accettabili; 7017 (7%) elementi della mesh originaria superano il valore limite;
- Skew: Negli elementi triangolari è definito individuando l'angolo minimo tra il vettore che parte da ciascun nodo e si proietta sul punto mediano del lato opposto ed il vettore che collega i due punti medi dei lati adiacenti al nodo considerato. Il valore di novanta meno l'angolo calcolato è lo skew. Negli elementi a quattro nodi, si calcola trovando l'angolo minimo tra due segmenti che uniscono i punti medi dell'elemento. Valori fino a 60 sono accettabili: 738 (1%) hanno valori superiori.
- Jacobiano: è la misura di quanto un elemento si distanzia dalla sua forma ideale, il valore dello Jacobiano va da 0 a 1, essendo 1 il valore di un elemento di forma perfetta. Il minimo valore tollerato è 0.7; 6660 (7%) elementi hanno un valore inferiore;
- Angoli: per gli elementi a 3 e 4 nodi sono calcolati gli angoli minimo e massimo tra due lati adiacenti: per gli elementi a 3 nodi i valori accettabili sono compresi tra 30° e 120° ; per quelli a quattro nodi tra 45° e 135° . Sono stati trovati 1266 (38%) elementi a tre nodi e 5084 elementi a quattro nodi (10%) al di fuori dei range accettabili;
- Lunghezza minima: il lato di ogni elemento non dovrebbe avere una lunghezza inferiore a 5 mm: 3943 elementi hanno una lunghezza inferiore.

Una volta terminato il check della qualità degli elementi, si è provveduto ad affinare la mesh del veicolo, rispettando i valori ottimali: il modello raffinato è costituito da circa 130000 elementi, 230 parti; la massa totale è pari a circa 1300 Kg. Il modello, tenuto conto della sua semplicità, è alquanto dettagliato, soprattutto nella zona anteriore, maggiormente interessata in caso di urto; Sono simulati vari tipi di materiale, quali schiume [56,57] (ad es. per i sedili), acciai (per le lamiere), plastiche (es. plancia), gomme (es. ruote). La mesh del veicolo è stata modificata in alcune zone per poter aumentare il timestep critico del sistema e ridurre i tempi di calcolo.

5.2 Manichini

La prova di crash EuroNcap si compone, come già spiegato, di un urto frontale di uno laterale: i manichini utilizzati, nei due casi, sono differenti. Per la prova di urto frontale si utilizza l' HYBRID III 50 percentile (Fig.65);

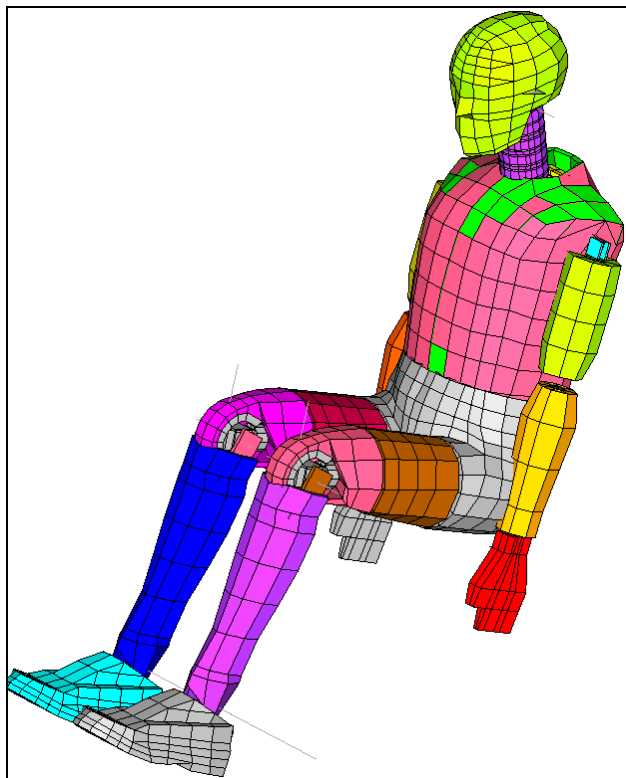


Fig. 65 – Modello per impatto frontale

il modello FEM, indicato sinteticamente con la sigla dh3_50, è stato realizzato dalla LSTC (Livermore Software Technology Corporation) ed ha le seguenti caratteristiche:

- Numero di nodi: 8524
- Numero di elementi: 8269
- Numero di parti: 99
- Numeri di sistemi di riferimento: 35
- Numeri di giunti: 43

Le unità di misura utilizzate nel modello sono Newton, millimetri, tonnellate e secondi; per quanto riguarda gli output per il calcolo dei parametri biomeccanici, si sfruttano accelerometri e alcuni giunti del manichino.

Il dummy è stato correlato sperimentalmente [58], simulando prove di schiacciamento sui singoli componenti (es. torace, bacino) e leggendo, in funzione del carico, le deformazioni; la correlazione ha dato buoni risultati (Fig. 66).

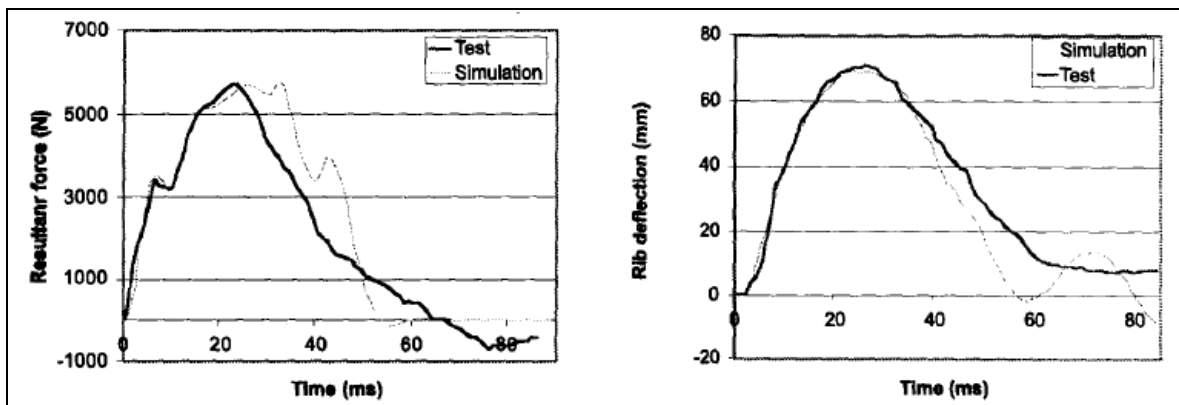


Fig. 66 – Esempio di correlazione del dummy per impatto frontale

Particolare attenzione è stata poi data, in fase di simulazione, alla modellazione del contatto con la cintura e l'airbag, in quanto le parti a contatto hanno una notevole differenza di rigidità, che può portare ad una instabilità numerica.

Per la prova di urto laterale, l'EuroNcap prevede l'utilizzo dell'Eurosid, differente dal dummy utilizzato nelle prove di urto frontale. Non essendo disponibili in rete tali modelli, si è utilizzato un modello di Sid (Side Impact Dummy), previsto dalle normative americane: tale modello è stato adattato alle normative europee (Fig. 67) modellando le celle di carico esistenti nel bacino e nell'addome e inserendo due ulteriori sistemi di misura della deflessione del petto.

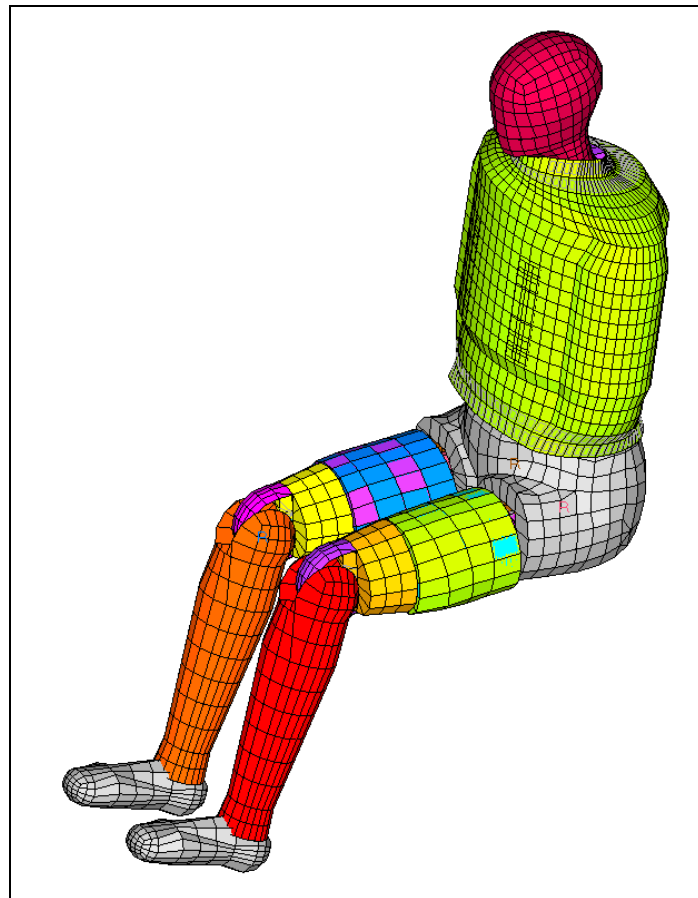


Fig. 67 – Modello di manichino per urti laterali

Il modello raffinato consta di circa 15000 elementi, 17000 nodi; la massa totale è pari a circa 70 kg. Il modello originario non era completo in quanto mancavano le interfacce di contatto interne; si è proceduto alla loro definizione ed al test del modello.

5.3 Barriera

Il modello della barriera per urto frontale (Fig. 68) è stato realizzato in ottemperanza alle normative EuroNcap; misura 1000 mm di larghezza, 650 di altezza e 500 di profondità.

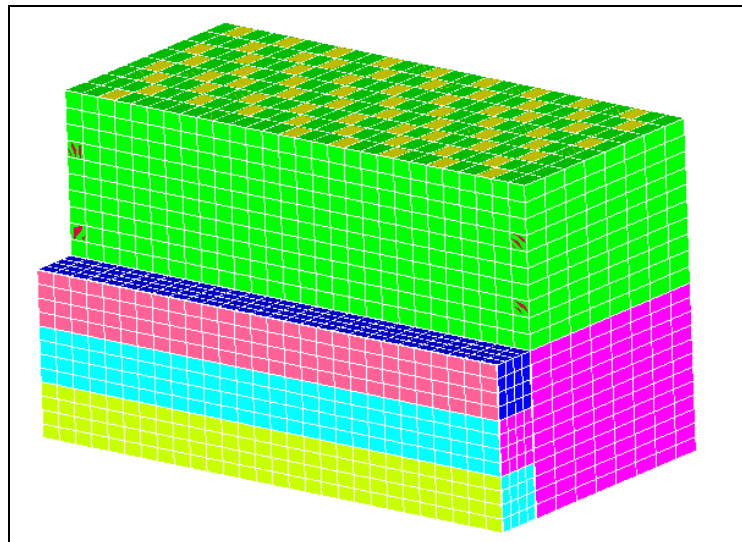


Fig. 68 – Barriera per urto frontale

E' costituita da due blocchi principali di alluminio BS 1470 con celle a nido d'ape (honeycomb) ai quali sono incollati tre elementi inferiori (bumpers), sempre di alluminio BS 1470, contro i quali impatta il paraurti del veicolo. La barriera è interamente ricoperta da un foglio (sheet) di alluminio di spessore pari a 2,5 mm.

Il modello FEM della barriera è stato testato testato in accordo con la normativa NHTSA TP-214F-02.

Nell'urto laterale (Fig. 69) la barriera è montata su un carrello (trolley) ed è costituita da sei blocchi di alluminio con celle a nido d'ape

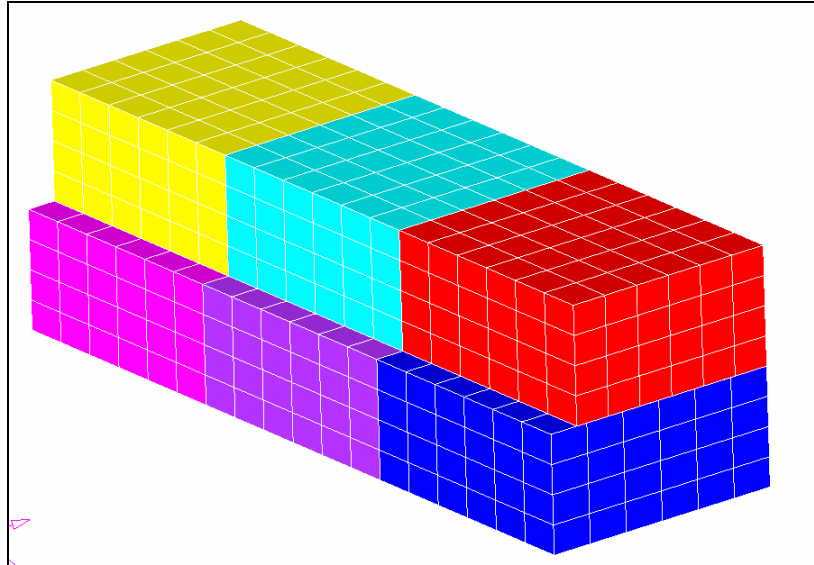


Fig. 69 – Barriera per urto laterale

Il trolley (Fig. 70) è costituito da un telaio in acciaio montato su quattro ruote, recante anteriormente il supporto per i blocchi di alluminio;

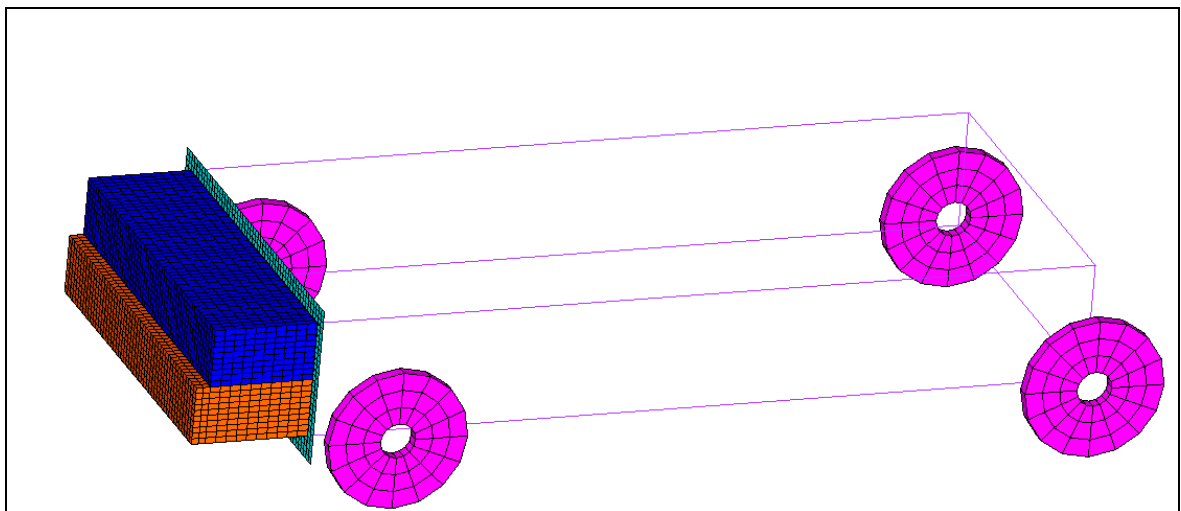


Fig. 70 – Trolley per impatto laterale

il peso complessivo del carrello è di 950 kg. Data la notevole differenza di rigidità, il telaio così come le ruote sono state supposte rigide, mentre per la

barriera sono stati simulati i test di schiacciamento statico e dinamico previsti, per tarare il modello di materiale.

5.4 Airbag

Il modello di airbag originario è costituito un totale di 8 parti, di cui tre (part 1,2 e 8) sono proprie dell'airbag, mentre le altre costituiscono il volante.

Le parti 1 e 2 costituiscono rispettivamente la metà superiore e inferiore dell'airbag (Fig. 71); la parte 8 è quella interna all'airbag (straps) vincolata rigidamente alla base e alla parte 1, al fine di evitare che esso si dispieghi eccessivamente in avanti (Fig. 72).

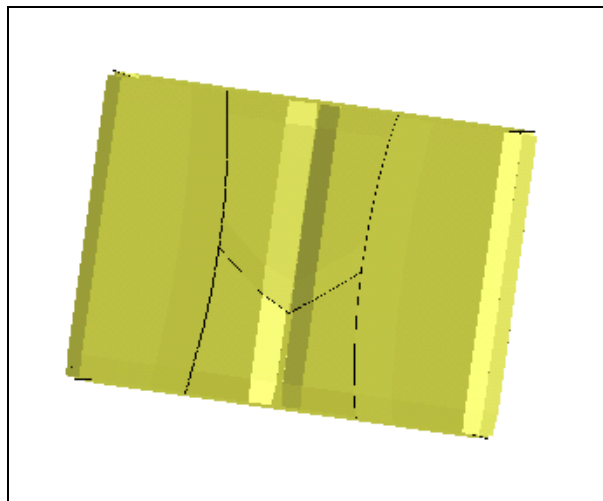


Fig. 71- parti superiore ed inferiore dell'airbag

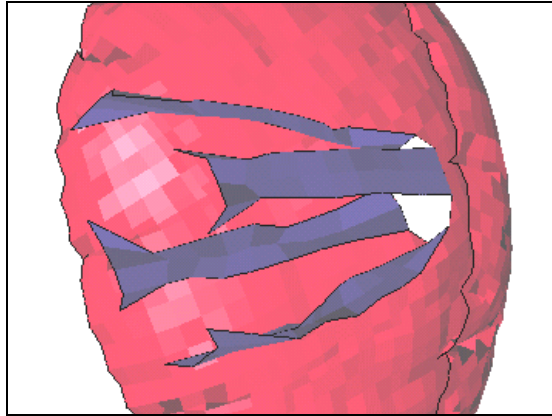


Fig. 72- "straps"

Tutte le parti dell'airbag sono costituite da un materiale ortotropo ed è quindi necessario specificare i moduli di Young, di Poisson e di taglio in ciascuna delle.

Al fine di evitare compenetrazioni tra le parti dell'airbag, si definisce, mediante la *card* di Dyna *CONTACT_AIRBAG_SINGLE_SURFACE, un tipo di contatto specifico per quest'elemento. Quest'ultimo prevede l'impostazione dello spessore dell'airbag come una funzione del tempo, sempre tramite la definizione di una curva.

Le restanti parti sono anch'esse modellate con shell (Fig.73); di queste sono rigide la base (verde), la parte inferiore della scatola (marrone) e le staffe d'irrigidimento (in blu) disposte ai quattro lati della scatola contenente l'airbag.

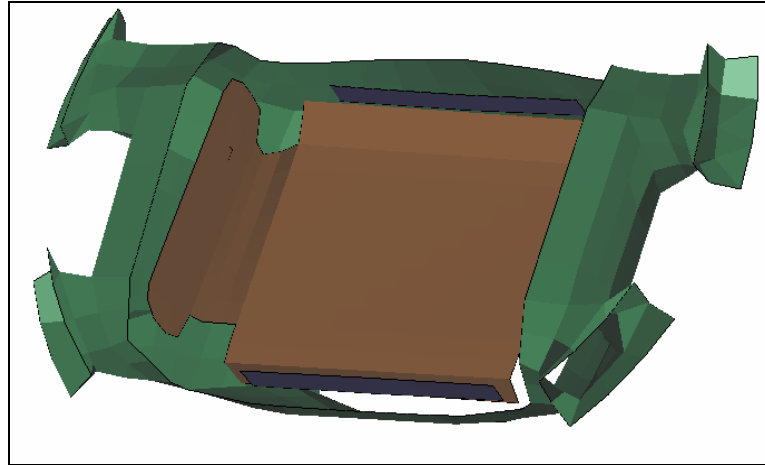


Fig. 73- parti rigide del supporto dell'airbag

Le parti costituenti l'anello del volante e la copertura superiore dell'airbag sono, rispettivamente, in materiale elastico e linearmente plastico.

Il gonfiaggio dell'airbag dura circa 40 ms, misurati dall'istante di attivazione.

Nelle prime simulazioni effettuate si è visto che questo modello di airbag mal si adatta alle dimensioni dell'abitacolo essendo il suo volume, pari a circa 70l, troppo elevato; gli odierni airbag hanno un volume di circa 50l.

Il modello di airbag originario, inoltre, era del tipo "folded" ovvero inizialmente ripiegato su se stesso; la distanza tra i vari strati della piega non era però costante, cosa che causava problemi nell'apertura dello stesso.

Si è deciso, dunque, di adottare un modello di tipo "flat" (Fig. 74), ovvero inizialmente piano, adottando una geometria di riferimento (reference geometry) per il calcolo delle tensioni e delle deformazioni.

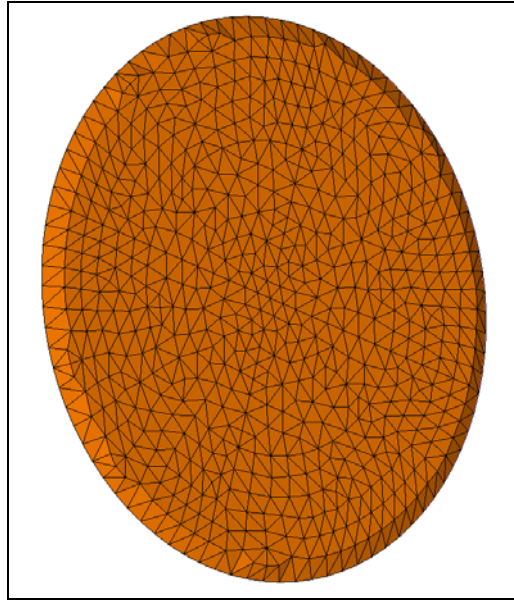


Fig. 74-Airbag piano

Il dispiegamento avviene scalando i nodi in funzione della portata di gas entrante (Figg. 75-78).

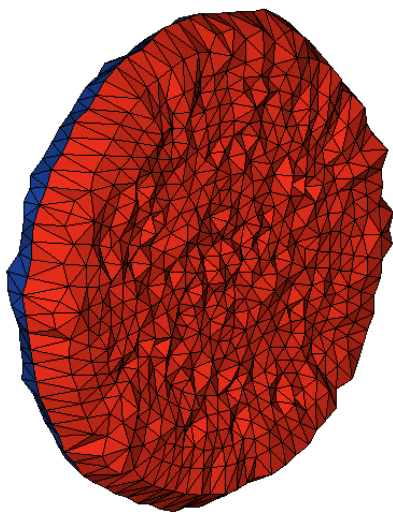


Fig. 75 - 5 ms. Inizio dispiegamento dell'airbag

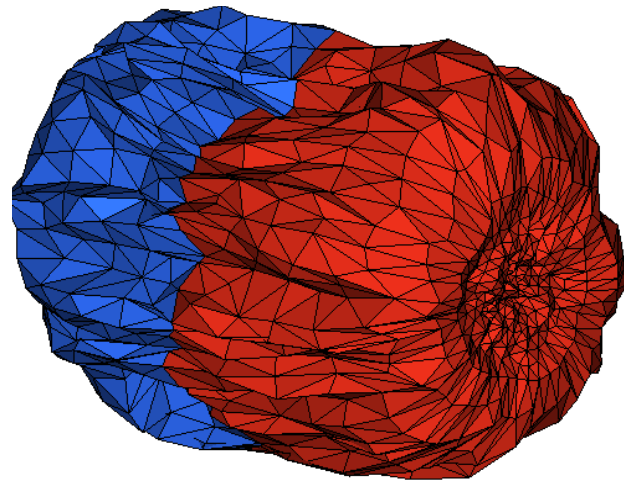


Fig. 76- 10 ms

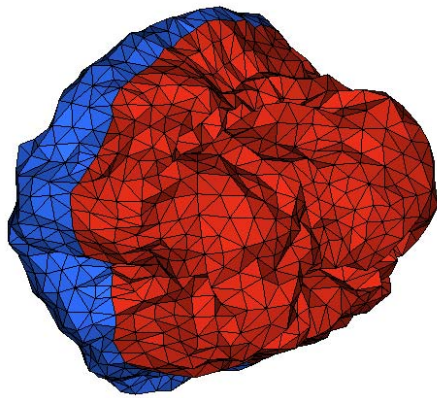


Fig. 77 - 26 ms. Fase di dispiegamento in fase di completamento

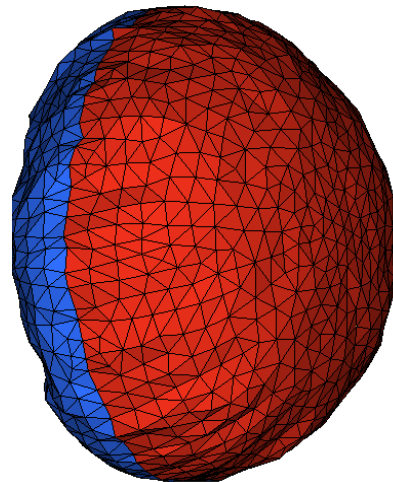


Fig. 78 - 58 ms. Fase di dispiegamento completata

5.5 Urto frontale

Come prevede il protocollo EuroNcap, nell'urto frontale il veicolo impatta ad una velocità di 64 km/h contro barriera deformabile, con overlap del 40%.

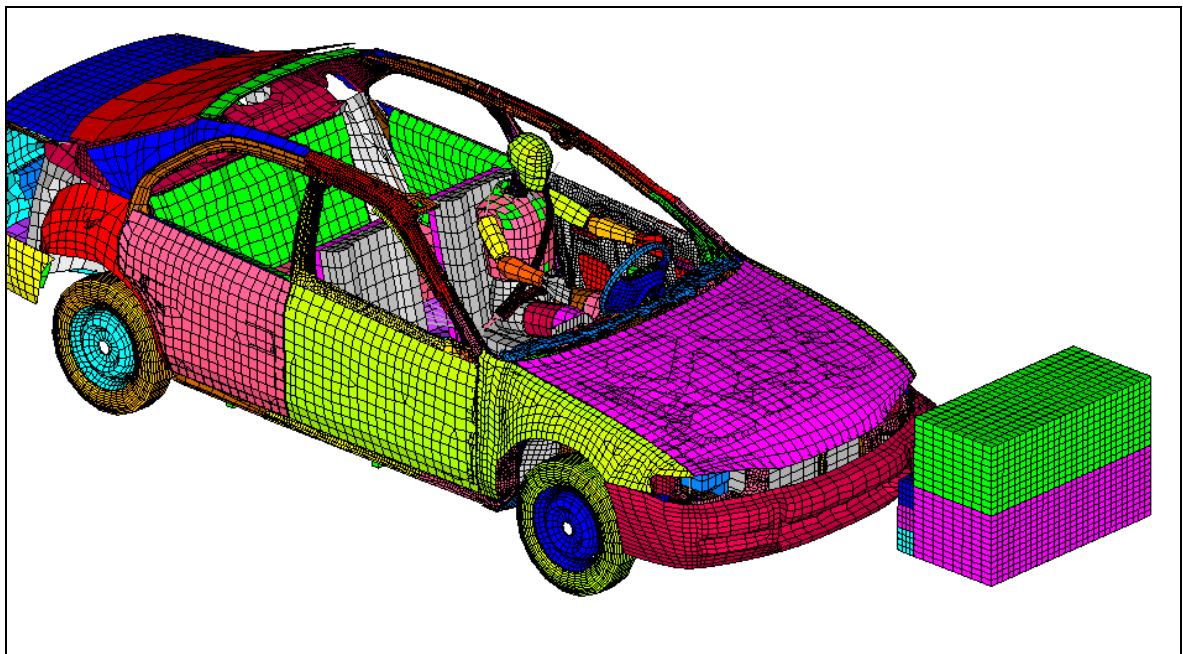


Fig. 79 - Modello per urto frontale

Il modello (Fig. 79), nel complesso è costituito da circa 150 000 elementi, 370 parti ed ha una massa totale di circa 1400 kg: è stato allestito posizionando i vari elementi secondo specifiche e inserendo le interfacce di contatto.

Il tempo di simulazione è stato posto pari a 150 ms, l'hardware di supporto è stato un PC-windows 3.2 Ghz di clock, 2 Gb di Ram; è stato imposto un timestep pari a $6.0 \cdot 10^{-7}$ s: la simulazione ha impiegato circa 38 ore per essere eseguita. Si riportano, di seguito, alcuni stati relativi alla simulazione effettuata (Figg. 80-85).

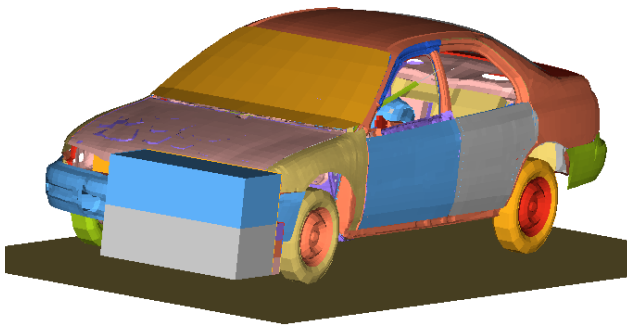


Fig. 80 – Istante iniziale

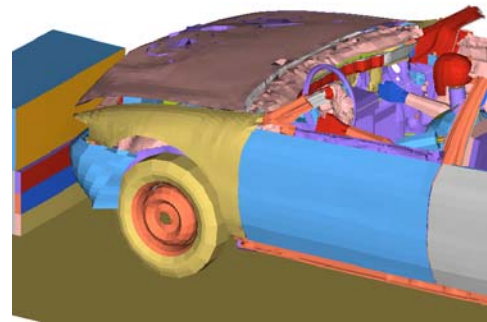


Fig. 81 – 27ms-Inizio dispiegamento dell'airbag

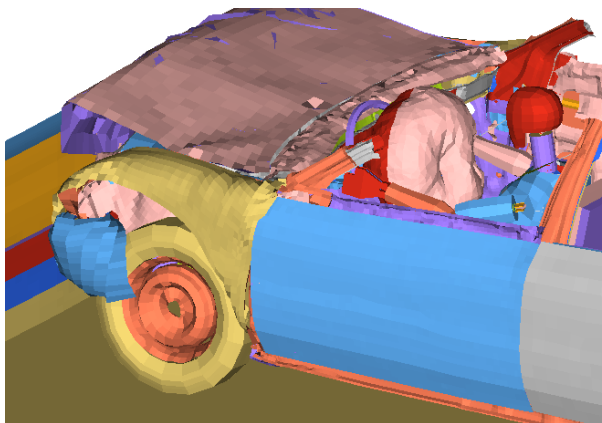


Fig. 82 – 61 ms. Fase di dispiegamento completata

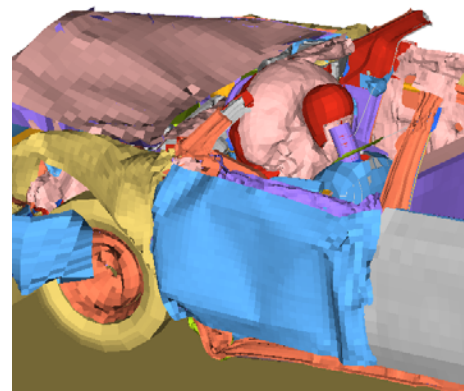


Fig. 83 – 96 ms. Inizio del contatto manichino-airbag

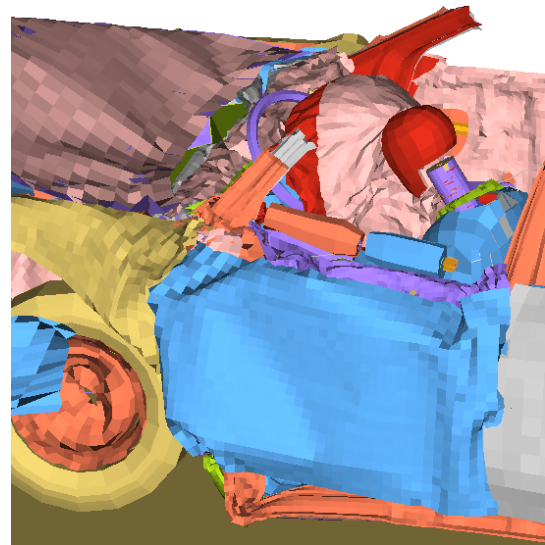
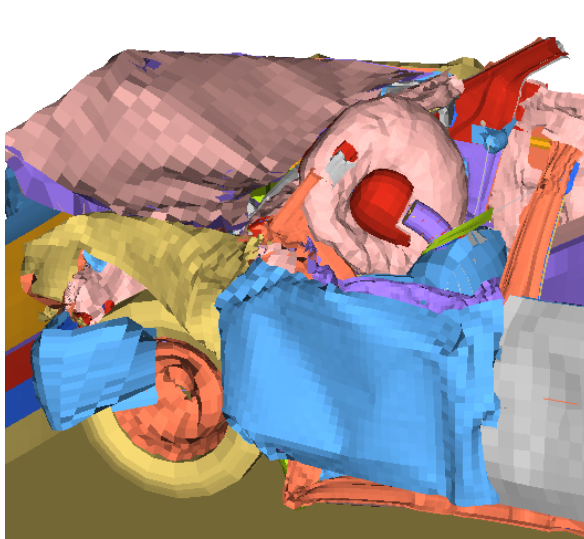


Fig. 84 – 130 ms. Il manichino affonda nell’airbag

Fig. 85 – 150 ms. Fine della simulazione

Sono stati successivamente calcolati i parametri biomeccanici in ottemperanza alla normativa di EuroNcap per le 4 zone prese in esame (testa-collo, petto, femori e tibie) (Tab.II).

Zona	Punteggio	Parametro critico
Testa- collo	3	Accelerazione testa
Petto	2	Deflessione
Femori	3	Forza di compressione
Tibie	2	Forza di compressione
Totale	10	

Tab. II – Calcolo dei parametri biomeccanici per l’urto frontale

5.6 Urto Laterale

Il modello di simulazione per urto laterale (Fig. 86) è costituito dal veicolo, barriera, manichino e consta di circa 155 000 elementi, 390 parti. Il tempo di simulazione è stato posto pari a 200 ms, l’hardware è lo stesso utilizzato per l’impatto frontale. Il timestep imposto è pari a 6.0 E-7 s: la simulazione ha impiegato circa 50 ore per essere portata a termine.

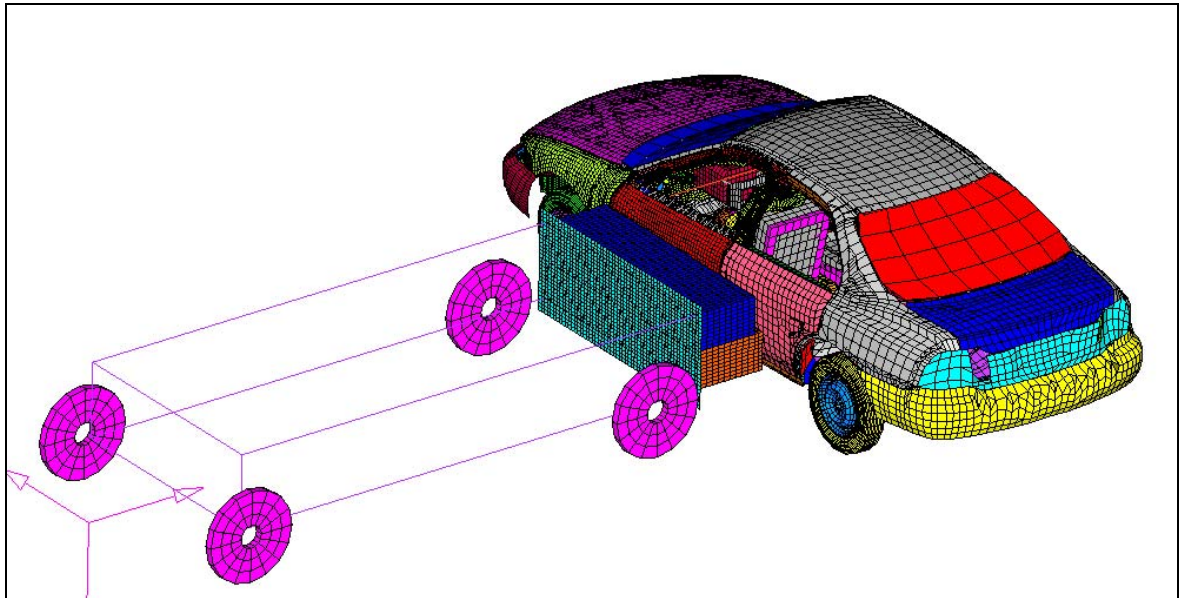


Fig. 86 – Modello di simulazione per impatto laterale

Si riportano, di seguito, alcuni stati relativi alla simulazione effettuata (Figg. 87-92):

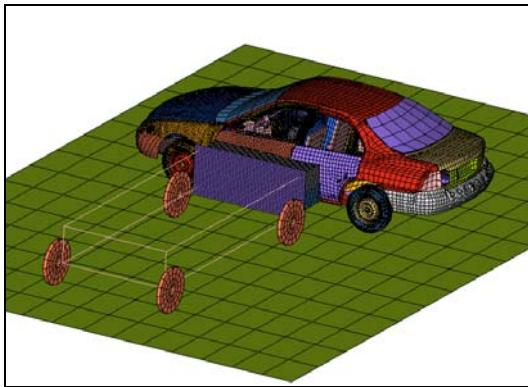


Fig. 87-Istante iniziale

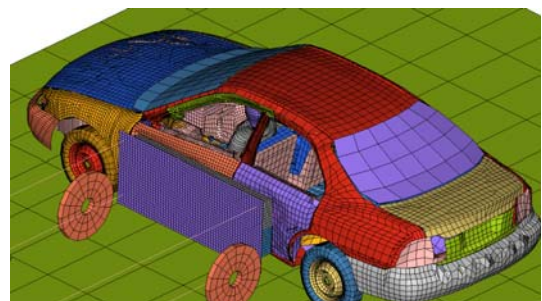


Fig. 88-35 ms. La barriera, una volta compressa, inizia a muovere il veicolo

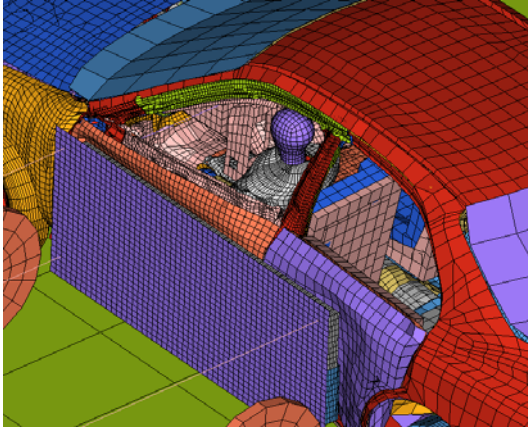


Fig. 89-80 ms. Il manichino impatta la barriera

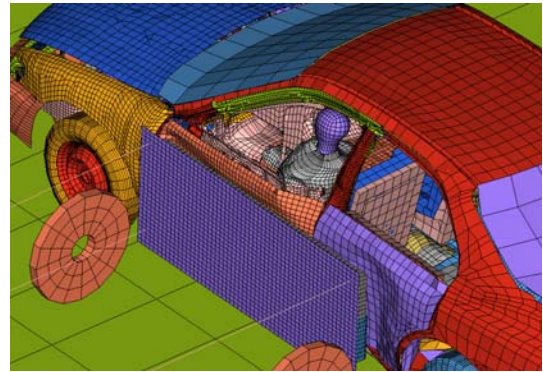


Fig. 90-130 ms. Il manichino inizia la fase di ritorno

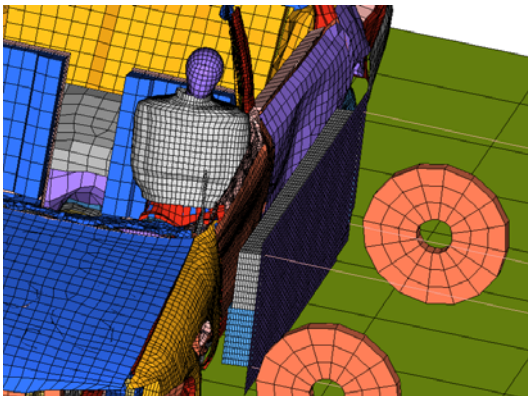


Fig. 91-180 ms. Il manichino termina la fase di rimbalzo

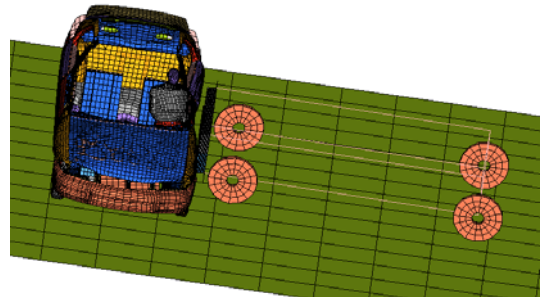


Fig. 92-200 ms. Istante finale

Terminata la simulazione, è stato effettuato un controllo su tutte le energie in gioco nel sistema (Fig. 93)

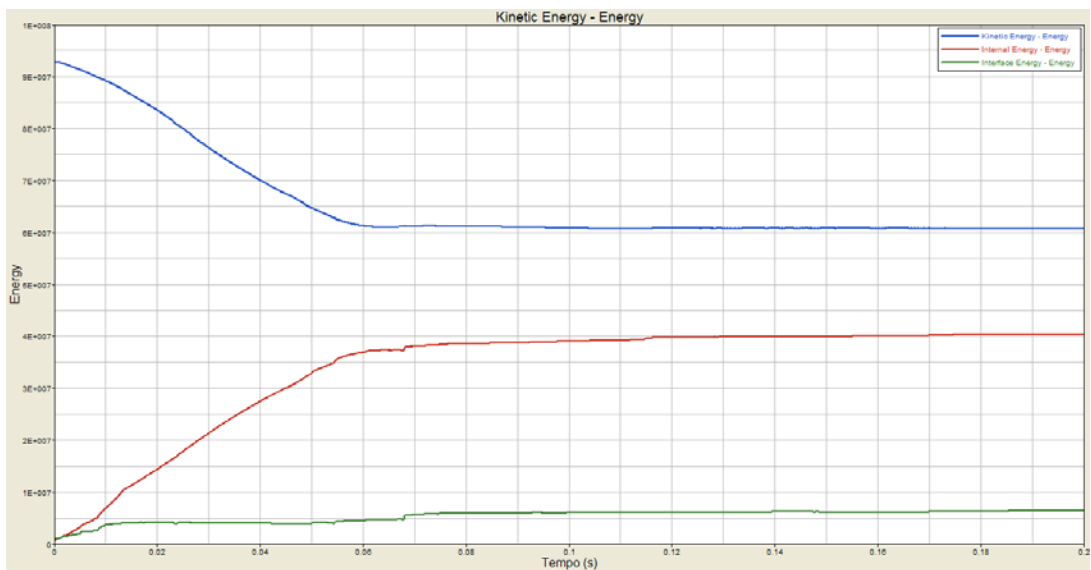


Fig. 93-Energie in gioco nel sistema

In figura in blu è indicata l'energia cinetica, in rosso l'energia interna ed in verde l'energia dissipata per attrito nei contatti. Il buon andamento della simulazione è confermato dal fatto che l'energia dissipata a causa dei contatti è sempre positiva: sono assenti, dunque, compenetrazioni di contatto.

Il passo successivo è stato quello di calcolare i parametri biomeccanici in ottemperanza alla normativa di EuroNcap per le 4 zone prese in esame (testa, petto, addome e bacino) (Tab.III).

Zona	Punteggio	Parametro critico
Testa	4	Accelerazione testa
Petto	4	Deflessione
Addome	3	Forza laterale
Bacino	2	Forza laterale
Totale	13	

Tab. III-Calcolo del punteggio per l'urto laterale

5.7 Punteggio della prova

Il punteggio della prova simulata è ottenuto sommando i punteggi dell'urto laterale e frontale; nella Tab. IV il punteggio ed il numero di stelle corrispondenti sono confrontati con i risultati della prova eseguita dall'EuroNcap.

Prova	Punteggio simulazione numerica	Punteggio prova reale
Urto frontale	10	12
Urto laterale	13	14
Totale	23	26
Numero di stelle	3	4

Tab. IV- Punteggio della prova simulata

I modelli numerici si dimostrano, nel complesso, più rigidi di quelli reali in quanto portano ad un numero di stelle inferiore: il punteggio della prova numerica è, però, di soli 3 punti inferiore rispetto a quello reale.

Il risultato ottenuto è decisamente buono tenendo conto del fatto che non tutti i modelli erano correlati sperimentalmente e alcuni (ad es. l'EuroSid) non erano a disposizione ma sono stati adattati da modelli per altre applicazioni.

Conclusioni

Il presente lavoro dimostra come sia possibile simulare tramite un codice FEM un crash automobilistico; in particolare si è cercato di riprodurre la prova di crash EuroNcap.

Il modello di veicolo, pur nella sua semplicità, ha mostrato una buona stabilità fornendo discreti risultati.

La metodologia descritta è stata applicata con successo allo studio di altri fenomeni di crash, con relativa correlazione numerico-sperimentale: ad esempio, si è ottimizzata la struttura di un sedile nel caso di urti posteriori ad alta velocità.

Nel moderno mercato globale è fondamentale per le Case costruttrici minimizzare il time-to-market del prodotto: mettere a punto modelli di simulazione stabili e correlati sperimentalmente consente di ottimizzare il veicolo già in fase di progettazione minimizzando il numero di prove sperimentali necessarie; la metodologia descritta è quindi fondamentale per il raggiungimento di tali obiettivi.

Bibliografia

- [1] L. Evans, Peter Gerrish, “Antilock brakes and risk of front and rear impact in two-vehicle crashes”; *Accident analysis and prevention*, Vol.28, N°3, pp. 315-323;
- [2] Jeremy Broughtson, “The benefits of improved car secondary safety”, *Accident analysis and prevention*, 35 (2003), pp. 527-535;
- [3] Bertil Aldmann, “The early history of the lap and shoulder, three point safety belt”;
- [4] Günter Clute, “Potentials of adaptive load limitation, presentation and system validation of adaptive load limiter”;
- [5] Prof. Andrea Costanzo, “Il contributo del settore medico”, XV Convegno tecnico ACI “La sicurezza nella mobilità: pianificare la formazione, Roma 20-21 Febbraio 2004;
- [6] David Moorcroft, MS, Joel D.Stitzel, MS, Greg G. Duma, Computational model of the pregnant occupant: predicting the risk of injury in automobile crashes, *Am Obstet Gynecol*, Volume 189 Number 2;
- [7] Frank Hillary, Stephen T. Moetler, Philip Schatz, “Seatbelt contribute to location of lesion in moderate to severe closed head trauma, *Archives of clinical neuropsychology*, 16 (2001) pp. 171-181;
- [8] Stacey Knight, Lawrence j.Cook, “Shoulder belts in motor vehicle crashes: a statewide analysis of restrain efficacy, *Accident analysis and prevention*, 33 (2001) pp. 65-71;
- [9] Ola Bostrom, Yngve Haland, “Benefits of a 3+2 point belt system and an inboard torso side support in frontal, far-side and rollover crashes, *Autoliv research Sweden*, paper n°451;

- [10] N. G. Pai, S. A. Tetzlaff, “Dynamic Analysis of a mechanical airbag system sensor”, *Journal of sound and vibration*, (1998), 217(“), pp. 283-296;
- [11] J.J. Bazarian, S. Gros Fisher, ”Lateral Automobile impacts and the risk of traumatic brain injury”, *Annals of emergency medicine*, august 2004;
- [12] Charles M. Farmer, Elisa R. Braver, “Two vehicle side impact crashes: the relationship of vehicle and crash characteristics to injury severity, *Accident analysis and prevision*, Vol.29 No3, pp. 339-404, 1997;
- [13] Katarina Bohman, Yngve Haland, “Reduction of head rotational motions in side impacts due to the inflatable curtain – a way to bring down the risk of diffuse brain injury, 16th ESV Conference, June 1-4, 1998, Paper n°98-S8-O-07;
- [14] Kathleen Yaremchuk, Robert A.dobie,, “Otologic injuries from airbag deployment”, *Otolaryngology-head and neck survey*, Volume 125 N°3;
- [15] Donald F.Huelke, Jamie L.Moore, “Hearing loss and automobile airbag deployments”, *Accident analysis and prevention*, 31 (1991) pp. 789-792
- [16] A.M. Baruchin, I.Jakim, “On burn injuries related to airbag deployment”, *Burns* 25 (1999) pp. 49-52;
- [17] Kirsti S. Letho, Pekka O. Sulander, “Do motor Vehicle Airbags increase the risk of ocular injuries in adults?”, *Ophthalmology*, Volume 100, Number 6, June 2003;
- [18] Joéal A, Pearlman, K.g. au Eong, “Airbags and eye injuries: epidemiology, spectrum of injury and analysis of risk factors, *Survey of ophthalmology*, volume 46, Number 3;

-
- [19] Fabio Roccia, Giovanni Gerbino, “Maxillofacial fractures following airbag deployment”, *Jurnal of Cranio-Maxillofacial Surgey*, (1999) 27, pp. 335-338;
- [20] J.F. Giguère, A.Turmel, “Airbags and children; a spectrum of c-spine injuries”; *Journal of pediatric surgey*, Volume 33, N°6, June 1998;
- [21] S. A. Ferguson, D. W. Reinfurt, “Survey of passenger and driver attitudes in airbag deployment crashes”, *Journal of safety research*, Vol.28, N° 1, pp. 55-62, 1997;
- [22] E. H. Kuner, W. Schlickewei, “Injury reduction by the airbag in accidents”, *Injury*, Vol. 27, no 3, pp. 185-188, 1996;
- [23] K.N. Thompson, M. Segui Gomez, “Validating analytical judgments: the case of the airbag’s lifesaving effectiveness”, *Engineering and system safety*, 66 (1999), pp. 57-68;
- [24] S. Parkin, G. M. Mackai, “How drivers sit in cars”, *Accident analysis and prevision*, Vol. 27, N° 6, pp. 777-783, 1005;
- [25] Kathleen M. Smith, Peter Cummings, “Passenger seating position and the risk of passenger death or injury in traffic crashes”, *Accident analysis and prevention*, 26 (2004), pp. 257-260;
- [26] Chantal S. Parenteau, David C. Viano, “Foot-Ankle injuries: influence of crash location, seating position and age”, *Accident analysis and prevention*, Vol. 28, N° 5, pp. 607-617;
- [27] Yngve Haland, Per Lovsund, “An inflatable carpet to reduce the loading of the lower extremities-Evaluation by a new sled test method with toepan intrusion”, *Chalmers University of Technology, Sweden*, Paper N° 98-S1-P-18;
- [28] Rodney W. Rudd, Yngve Haland, “Evaluation of lower limb injury mitigation from inflatable carpet in sled tests with intrusion using the Thor LX”, *Autoliv Research, Sweden*, Paper N° 149;

- [29] Arthur C. Croft, Patti Herring, "The neck injury criterion: future considerations", *Accident analysis prevention*, 24 (2002), pp. 247-255;
- [30] David C. Viano, Martin F. Gargan, "Headrest position during normal driving: implication to neck injury risk in rear crashes", *Accident analysis and prevention*, Vol. 28, N°6, pp. 665-674, 1996;
- [31] Roger Burnet, Jarod Carter, "The influence of seatback characteristics on cervical injury risk in severe rear impacts", *Accident analysis and prevention*, 36 (2004), pp. 591-601;
- [32] G.S. Nusholtz, L. Di Domenico, "Studies of neck injury criteria based on existing biomechanical test data", *Accident analysis and prevention*, 35 (2003), pp. 777-786;
- [33] M. M. Panjabi, J. Cholewicki, "Mechanism of whiplash injury", *Clinical Biomechanics*, 13 (1998), pp. 230-249;
- [34] M.M. Panjabi, A. M. Pearson, "Cervical spine curvature during simulated whiplash", *Clinical Biomechanics*, 19 (2004), pp. 1-9;
- [35] Richard Mayou, Bogdan P. Radanov, "Whiplash neck injury", *Journal of Psychosomatic research*, Vol. 40, N° 5, pp. 461-474, 1996;
- [36] R. P. Howard, A.P. Bowles, "Head, neck and mandible dynamics generated by whiplash", *Accident analysis and prevention*, Vol. 30, N°4, pp. 525-534, 1998;
- [37] Jason C. Eck, Scott D. Hodges, "Whiplash: a review of commonly misunderstood injury", *The American journal of medicine*, Vol. 110, June 2001;
- [38] Peter Kohstall, "Safety and Seat development", *Automobiltechnische Zeitschrift*, 101 (1999), 12;
- [39] T. Wakabayashi, T. Matsuto, "Development of motor actuated antilock brake system for light weight motorcycle", *JSAE Review* 19 (1998), pp. 373-377;

- [40] Yngve Haland, Rikard Fredriksson, “Evaluation of a new pedestrian head injury protection system with a sensor in the bumper and lifting of the bonnet’s rear edge”, Chalmers University of Technology, Paper N° 131;
- [41] K. Mizuno, K. Wani, “Vehicle crashworthiness in full and offset frontal impact tests”, JSAE review 24 (2003), 173-181;
- [42] EuroNcap, “Child protection assessment protocol”, Version 1.0c, December 2004;
- [43] EuroNcap, “Assessment protocol and biomechanical limits”, Version 4.1, March 2004;
- [44] EuroNcap, “Frontal impact – testing protocol”; Version 4.1, March 2004;
- [45] EuroNcap, “Pedestrian – testing protocol”; Version 4.1, March 2004;
- [46] EuroNcap, “Pole side impact – testing protocol”; Version 4.1, March 2004;
- [47] EuroNcap, “Side impact – testing protocol”; Version 4.1, March 2004;
- [48] EuroNcap, “Euro NCAP protocol changes and additions – March 2004”, 25/03/2004;
- [49] Lstc, “Ls-Dyna 3D Theoretical manual “ – May 1998;
- [50] Lstc, “Ls-Dyna 3D Keyword user’s manual” – Version 970;
- [51] L.Noels, L.Stainer, “combined implicit/explicit algorithms for crashworthiness analysis”, International Journal of Impact Engineering, 30 (2004) 1161-1177;
- [52] Zhi-Hua Zhong, “Finite element procedures for contact-impact problems” – Oxford University Press, 1993;
- [53] Du Bois, “Crashworthiness Engineering Course Notes”, LSTC

- [54] J.G.Thacker, S.W.Reagan, “Experiences during development of a dynamic crash response automobile model”, *Finite Elements in Analysis and Design*, 30 (1998), 279-295;
- [55] Z.Q.Cheng, J.G.Thacker, “Experiences in reverse-engineering of a finite element automobile crash model”, *Finite elements in analysis and design*, 37 (2001), 843-860;
- [56] Han Zhao, “Testing of polymeric foams at high and medium strain rates” – *Polymer testing* 16 (1997), 507-516;
- [57] Youngmin Kim, Shinill Kang, “Development of experimental method to characterize pressure-dependent yield criteria for polymeric foams”, *Polymer Testing* 22 (2003), 197-202;
- [58] A.Noureddine, A. Eskandarian, “Computer modeling and validation of a Hybrid III dummy for crashworthiness simulation”, *Mathematical and computer modeling*, 35 (2002), 885-893.