

COMPATIBILITÀ TRA AUTOVETTURE ED AUTOCARRI DELLA GAMMA PESANTE: STUDIO DI UN DISPOSITIVO ASSORBITORE IN ACCORDO CON LA NORMATIVA COMUNITARIA 2000/40/CEE (ECE-R93)

G. Forasassi, M. Franchini

DIMNP-Dipartimento di Ingegneria ;Meccanica, Nucleare e della Produzione, via Diotallevi n°2 56126 Pisa
forasassi@ing.unipi.it

SOMMARIO

Nel presente lavoro vengono discusse le caratteristiche e l'attività di sviluppo preliminare di un particolare dispositivo di sicurezza del tipo FAUP (Front Absorber Under run Protection), progettato per ridurre il rischio di lesioni ed esiti mortali nel caso di urti frontali fra autovetture ed autocarri (o autobus) con massa superiore a 3500 kg.

Il dispositivo, oggetto di brevetto, è stato sviluppato con gli obiettivi principali seguenti:

- rispetto degli standards per la marcia su strada dei veicoli cui è destinato,
- rispetto di quanto previsto nella Direttiva 2000/40 CE e nella Norma ECE-R93,
- capacità di assorbimento di una parte notevole dell'energia cinetica in urti frontali del tipo citato,
- semplicità costruttiva e di riparazione/sostituzione,
- contenimento dei valori dell'accelerazione negativa e mantenimento di un adeguato spazio vitale di sopravvivenza per i passeggeri negli urti di cui all'incidente di riferimento.

L'assorbitore di energia in esame è stato studiato con riferimento all'autocarro IVECO 440 ma è idoneo ad essere adattato con modifiche ridotte o nulle a molti altri tipi di autocarri pesanti.

Nel presente lavoro sono indicate le principali caratteristiche funzionali e strutturali del dispositivo ed i risultati dell'attività di analisi condotta mediante simulazioni sviluppate con modelli implementati con il codice FEM esplicito Dytran/MSC e convalidati mediante alcune esperienze di impatto eseguite su sezioni in piena scala del dispositivo stesso svolte con l'attrezzatura per prove di caduta del DIMN dell'Università di Pisa. I risultati di una successiva serie (anche se preliminare) di simulazioni delle condizioni caratteristiche di un urto frontale fra un autocarro ed una autovettura commerciale di classe media sembrano confermare che gli scopi del presente studio sono stati conseguiti.

1. COLLISIONI TRA VETTURE ED AUTOCARRI DELLA GAMMA PESANTE

I principali problemi di compatibilità tra le due tipologie di veicoli considerati nel presente lavoro sono relativi agli aspetti seguenti:

- differenza di massa: con un rapporto tra la massa dell'autovettura e dell'autocarro compresa fra circa 1:2 e 1:5, a seconda se si tratta di autocarri a 2 assi o di autoarticolati.
- telaio e strutture ausiliari dell'autocarro caratterizzate da elevata rigidità ed altezza da terra, con pericolo di incuneamento, soprattutto nella parte anteriore, dell'autovettura;
- Assenza di strutture a deformabilità controllata nell'autocarro.
- Eventuale presenza nell'autocarro di strutture di protezione anteriori ad elevata aggressività. Strutture di tale tipo sono di frequente impiego in alcuni paesi sia per motivi funzionali che estetici (Fig. 1.1).

Per quanto suddetto, in caso di incidenti con autovetture, le conseguenze per gli occupanti di queste ultime sono molto gravi e spesso mortali. Ad esempio, nonostante da vari anni vi sia l'obbligo dell'impiego della barra paraincastro posteriore esistono ancora, in alcuni paesi ed anche in Italia, molti autocarri che ne sono sprovvisti. Pertanto anche in caso di tamponamento di tali veicoli da parte di una autovettura, si può avere la morte dei suoi passeggeri per decapitazione per un effetto detto, con termine molto chiaro, a "ghigliottina" (Fig. 1.2).



Fig. 1.1: Esempio di applicazione su di un autocarro del dispositivo di protezione del motore e del radiatore.



Fig. 1.2: risultato di un tamponamento tra autovettura ed autocarro sprovvisto di barra posteriore anti-incastro



Fig. 2.1: esempio di una barra paraincastro posteriore



Fig.2.2: esempio di barre paraincastro laterali per la protezione dei veicoli a due ruote

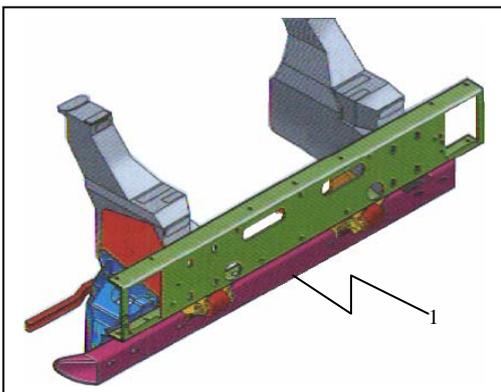


Fig. 2.3: Schema applicazione del dispositivo di protezione anteriore di tipo rigido rispondente alla norma "ECE R93".

2. ATTUALI PROTEZIONI PASSIVE DEGLI AUTOCARRI NEI CONFRONTI DEGLI ALTRI VEICOLI

Per quanto riguarda i veicoli aventi massa a pieno carico superiore a 3500 kg, adibiti al trasporto merci (i cosiddetti “mezzi pesanti”), attualmente i dispositivi di sicurezza previsti dalla normativa per l’aumento della compatibilità e la riduzione delle conseguenze in caso di incidente con le altre tipologie di veicoli sono in sintesi:

- **barra paraincastro posteriore** (Fig. 2.1): in caso di tamponamento dell’autocarro da parte di un’autovettura o di un motociclo, come è stato già accennato, ha lo scopo di evitare l’incuneamento sotto la parte posteriore dell’autocarro da parte di tali veicoli;
- **barre paraincastro laterali** (Fig. 2.2): hanno lo scopo di evitare l’incuneamento sotto il telaio ed il successivo schiacciamento da parte delle ruote dell’autocarro, di un veicolo a due ruote come motocicli e velocipedi;
- **barra paraincastro anteriore** (Fig. 2.3): il cui scopo è quello di evitare che, in caso di collisione frontale tra i due veicoli, una autovettura vada ad incunearsi sotto la parte anteriore dell’autocarro. Dal 1 Gennaio 2003 tale dispositivo deve essere applicato secondo quanto indicato dalla norma ECE R 93 [1] su tutti gli autocarri di nuova omologazione con massa superiore a 3500 kg [2].

Le barre di protezione suddette, per come sono strutturate, evitano esclusivamente che il veicolo urtante vada ad incunearsi sotto il telaio dell’autocarro ma non riducono in modo significativo le elevate accelerazioni possibili sui passeggeri e le relative deformazioni delle autovetture che si sviluppano durante il tipo di incidenti considerato, con il conseguente elevato numero di vittime e feriti, come viene indicato anche nel paragrafo seguente.

3. ANALISI STATISTICA DEGLI INCIDENTI STRADALI, TRA VEICOLI INDUSTRIALI ED AUTOVETTURE

L’analisi delle statistiche degli incidenti stradali in termini di numero di feriti e vittime dei vari tipi di sinistri fra autovetture e veicoli industriali/autobus con massa a pieno carico superiore a 3500 kg permette di valutare la pericolosità relativa di un incidente di questo tipo. I valori riportati in quanto segue sono stati rilevati ed elaborati, partendo dalle

indagini ISTAT-ACI effettuate annualmente su tutto il territorio nazionale [3].

3.1 Principali Indicatori dell’Infortunistica Stradale

E’ evidente che il numero assoluto di incidenti stradali tende ad aumentare con il volume di circolazione in termini di veicoli interessati. Quindi per ricondurre la valutazione del rischio su un piano razionale ed effettuare una corretta interpretazione del quadro statistico relativo, il metodo di lettura dei dati si deve basare sulla determinazione di indicatori (suggeriti dall’ISTAT) come quelli di seguito riportati:

1. **rapporto di mortalità “Rm”:** viene definito come il rapporto tra il numero (M) dei decessi ed il numero (I) dei sinistri diviso per mille, in un determinato anno. Il parametro Rm esprime quindi, il numero

medio di decessi verificatisi in un determinato anno ogni 1.000 incidenti.

2. **rapporto di lesività "Rf"**: definito come il rapporto tra il numero (F) dei feriti ed il numero (I) dei sinistri diviso mille che li hanno causati, sempre riferiti ad un anno. Il parametro Rf esprime, quindi, il numero medio di feriti verificatisi in un determinato anno per ogni 1.000 incidenti.

$$R_m = \frac{M}{I} \cdot 1000 \quad R_f = \frac{F}{I} \cdot 1000 \quad (3.1)$$

Gli indici suddetti possono essere ulteriormente specializzati riferendoli, anziché a tutti gli incidenti verificati sulle strade italiane, a particolari sottoinsiemi relativi a ambienti stradali, tipi di sinistri secondo le circostanze che li hanno determinati, tipi di veicoli coinvolti, ecc.. In ogni caso i rapporti di mortalità e di lesività stradale riferiti ad un certo anno, poiché misurano sostanzialmente il numero medio di morti e feriti per tipo di incidente, possono essere considerati come un indicatore di pericolosità dei sinistri stessi.

3.2 Rapporto di Mortalità e Lesività negli Incidenti tra Autovetture e Veicoli Industriali / Autobus

In base a quanto già detto, nella presente analisi l'intero parco veicolare, per quanto riguarda il numero degli incidenti, la tipologia dell'urto (frontale, laterale, ecc.) ed il numero delle persone infortunate, è stato suddiviso nelle seguenti categorie principali (Fig. 4.2):

1. Sinistri tra Autovetture (ad uso pubblico o privato, di soccorso o di polizia, etc.);
2. Sinistri tra Autocarri della gamma pesante ed Autovetture;
3. Sinistri tra Autobus ed Autovetture;
4. Sinistri tra Componenti del rimanente parco veicolare (motocicli, veicoli a trazione animale e a braccia, trattori agricoli, velocipedi, tram, etc.).

La suddivisione suddetta è stata effettuata per mettere in evidenza la pericolosità degli incidenti tra i veicoli cosiddetti "pesanti" (autocarri > 3500 kg ed autobus) e le autovetture, rispetto sia a quelli tra autovetture che a quelli che riguardano il restante parco di veicoli.

Una conclusione importante di questo tipo di analisi è che, come evidenziato anche nei grafici di cui alle Figg. 3.1 e 3.2, nonostante il numero di sinistri, feriti e morti, sia relativamente ridotto nel

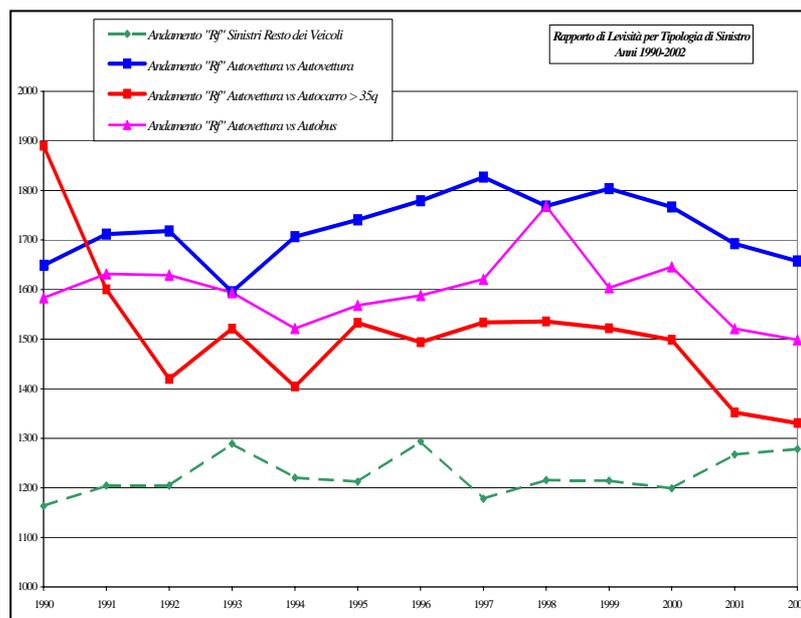
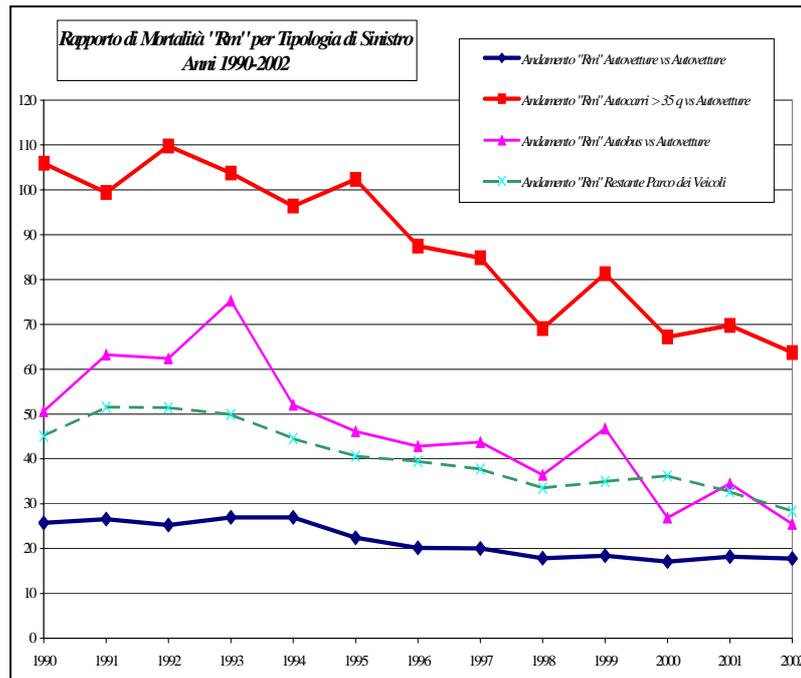


Fig. 3.1 e 3.2: andamento del rapporto di lesività e mortalità per categoria di incidente negli anni 1990-2002

contesto di tutte le altre tipologie di incidenti, per gli incidenti tra veicoli pesanti ed autovetture si hanno valori del Rapporto di Mortalità “Rm” e del Rapporto di Lesività “Rf” molto elevati e, rispettivamente, superiore e dello stesso ordine di grandezza di quelli che caratterizzano le altre tipologie di incidenti. Infatti i valori medi dei suddetti indici “Rm” e “Rf” per le varie tipologie di incidenti nel periodo considerato sono i seguenti :

- Rm = 88 e Rf = 1510 per gli incidenti tra autocarri ed autovetture;
- Rm = 47 e Rf = 1598 per gli incidenti tra autobus ed autovetture;
- Rm = 22 e Rf = 1724 per gli incidenti tra autovetture ed autovetture;

In base all’analisi dei valori suddetti si può affermare che i veicoli pesanti rappresentano ancora ad oggi una “fonte” elevata di mortalità/lesività sulla strada. Tale aggressività nei confronti degli altri veicoli è dovuta, tra l’altro, alla incompatibilità geometrica ed alle inadeguate protezioni (già citate) che non sono idonee all’assorbimento dell’energia derivante dall’urto e che, quindi, non permettono la riduzione delle possibili elevate accelerazioni negative sui passeggeri dell’autovettura.

4. CARATTERISTICHE PRINCIPALI DEL DISPOSITIVO ASSORBITORE ALLO STUDIO

Il dispositivo FAUP proposto per contribuire alla soluzione dei problemi di sicurezza precedentemente esposti deve, necessariamente:

- Rispettare gli ingombri massimi previsti nella normativa europea, in funzione del tipo di veicolo su cui ne viene prevista l’installazione. Inoltre, qualunque sia il tipo di veicolo, deve funzionare anche come barra di protezione secondo la norma ECE R93, per cui, dopo la prova di omologazione prevista, non dovrà risultare deformato, in senso longitudinale, di oltre 400 mm rispetto al profilo esterno dell'autocarro (Fig. 4).
- Rispondere alla Normativa sulla Circolazione Stradale Europea e Nazionale: l’installazione del dispositivo dovrà rispettare le normative nazionali ed internazionali sulla circolazione degli autocarri di massa complessiva superiore a 3500 kg (norme CUNA, DGM 405 OM 81180, Codice della strada, etc.).
- Garantire una adeguata capacità di assorbimento di energia. In sostanza il dispositivo deve essere in grado di assorbire una quota parte dell’energia derivante dall’impatto non inferiore ai 20 kJ [4].
- Essere realizzabile con un costo complessivo (costruzione del dispositivo e montaggio sull’autocarro) che non dovrà essere superiore ad una percentuale relativamente ridotta (1 – 2%) del costo complessivo dell'autocarro.
- Essere realizzabile con l’impiego di materiali facilmente reperibili sul mercato e di processi tecnologici di normale impiego nell’attuale ambito industriale.
- Essere facilmente riparabile/sostituibile ed in caso di urto asimmetrico non si deve rendere necessaria la completa sostituzione del dispositivo, ma solamente la parte effettivamente interessata dall’urto. Le eventuali riparazioni del dispositivo devono poter essere alla portata delle carrozzerie/officine abilitate alla costruzione e/o allestimento dei veicoli industriali.

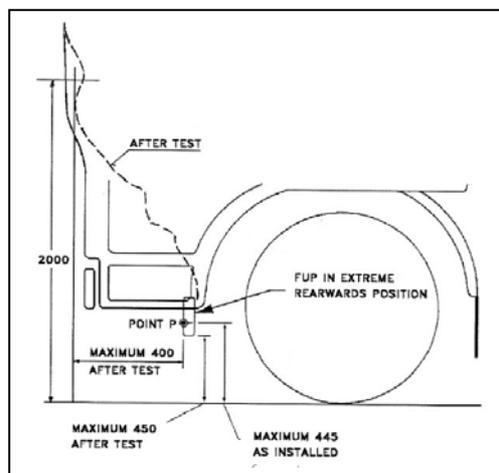


Fig. 4 : cedimento massimo del FAUP

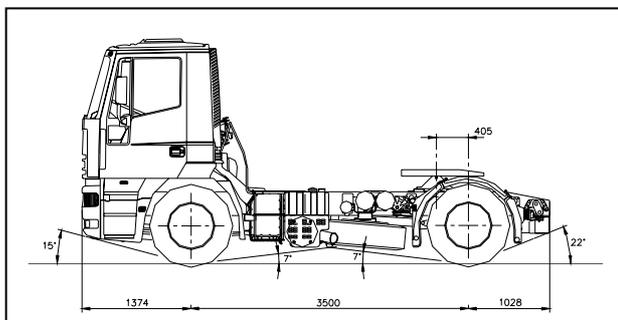


Fig. 5: Principali viste e dimensioni di ingombro del veicolo trattore IVECO 440E42T

(Fig. 4.2), senza necessità di interventi che comportino modifiche sostanziali alla progettazione del veicolo. Il veicolo di riferimento suddetto può essere considerato una base significativa per una eventuale

produzione di serie dell'assorbitore e anche per successive applicazioni su altri veicoli commerciali analoghi della stessa classe.

4.1 Materiale scelto per l'assorbitore allo studio

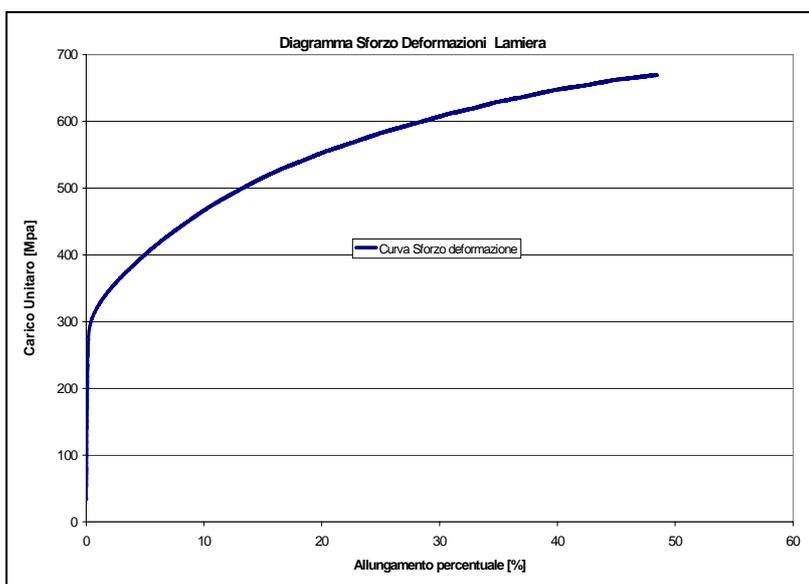


Fig. 6: diagramma di trazione su provini standard, ricavati direttamente dalla lamiera impiegata per la costruzione di sezioni di prova dell'assorbitore allo studio ($S_{sn} = 280 \text{ Mpa}$, $S_R = 669 \text{ Mpa}$, $A\% = 48\%$), utilizzate nelle esperienze eseguite.

Dopo un'analisi preliminare delle varie tipologie costruttive di assorbitori di energia di vario tipo [5] [6] [7], per quanto riguarda la scelta del materiale di riferimento con cui realizzare l'assorbitore allo studio è stato fatto riferimento a materiali commerciali con una grande capacità di assorbimento specifico dell'energia d'urto, resistenza all'ossidazione (vista la particolare posizione nella parte bassa del veicolo), facilità di lavorazione con l'attuale tecnologia impiegata nella costruzione, riparazione ed allestimento degli autocarri. Tenuto conto di quanto sopra indicato ed anche dell'esperienza pregressa degli autori, il materiale di riferimento per il dispositivo FAUP allo studio è stato l'acciaio inossidabile AISI 304, le cui effettive proprietà meccaniche per la specifica

applicazione in esame, sono state reperite in letteratura e/o definite mediante prove standard su provini ricavati direttamente dai profilati commerciali utilizzati per realizzare i prototipi usati nelle prove sperimentali descritte nel seguito. A titolo di esempio si riporta in Fig. 4.3, il risultato di una prova di trazione effettuata presso il Laboratorio del Dipartimento DIMNP della Facoltà di Ingegneria di Pisa sul materiale indicato. Per quanto riguarda il comportamento del materiale sottoposto ad elevate velocità di deformazione, ai fini delle simulazioni eseguite è stato fatto riferimento all'equazione costitutiva proposta da Cowper-Symonds, che risulta essere spesso impiegata per lo studio di queste tipologie di fenomeni:

$$\frac{\sigma_0^1}{\sigma_0} = 1 + \left(\frac{\dot{\epsilon}}{D} \right)^{1/q} \quad (4.1)$$

Con: σ_0 = tensione di snervamento in caso di carico quasi statico derivante dalla prova di trazione;
 σ_0^1 = tensione di snervamento in caso di carico dinamico;
 $\dot{\epsilon}$ = velocità di deformazione;

D e q = coefficienti sperimentali per lo specifico materiale (acciaio AISI 304, ved. [8]).

Le sezioni dell'assorbitore usate nella fase sperimentale di questa tesi sono stati realizzate con profilati commerciali in acciaio inossidabile AISI 304 collegati tra loro mediante saldatura od unioni bullonate. Per quanto riguarda la parte relativa agli ancoraggi dell'assorbitore alla struttura dell'autocarro, essa è stata considerata realizzata in profilati di acciaio Fe510D anch'essi di tipo commerciale,

Dopo la scelta del materiale lo sviluppo del dispositivo allo studio ha comportato le fasi seguenti:

- 1) Progetto architettonico di massima del dispositivo FAUP tenendo conto dei requisiti previsti,
- 2) Messa a punto dei modelli per le simulazioni da implementare sul codice di calcolo FEM esplicito Dytran/MSC disponibile presso il DIMNP dell'Università di Pisa,
- 3) Convalida dei modelli suddetti mediante alcune prove di impatto su sezioni in piena scala del FAUP,
- 4) Verifica preliminare della funzionalità del dispositivo in condizioni assimilabili a quelle reali.

In quanto segue si riportano in sintesi i risultati più rilevanti delle principali fra le fasi operative suddette

5. PROVE DI IMPATTO SU SEZIONI DELL'ASSORBITORE ALLO STUDIO



Fig. 7: torre di caduta del Laboratorio Scalbatraio

Per convalidare le analisi numeriche, effettuate sulla sezione dell'assorbitore allo studio con il codice di calcolo agli elementi finiti DYTRAN/MSC, sono state realizzate delle prove sperimentali di impatto, con la caduta (guidata) di un grave in acciaio di circa 880 kg di massa su una sezione in piena scala del dispositivo allo studio. In tutto sono state eseguite tre prove di caduta da altezze diverse, come meglio descritto nei prossimi paragrafi. Per lo svolgimento delle prove suddette, è stata impiegata l'attrezzatura disponibile presso il Laboratorio Scalbatraio del Dipartimento di Ingegneria Meccanica, Nucleare e della Produzione dell'Università di Pisa. Il dispositivo di caduta utilizzato per il grave, fa parte della stazione di prova per contenitori per trasporto di materiali pericolosi, raffigurata in Fig. 7.



Fig. 8: grave e sezione prova

Durante le esperienze sono state rilevate varie grandezze di interesse fra cui gli andamenti delle accelerazioni del grave, le velocità di impatto e le deformazioni finali delle sezioni di prova del dispositivo FAUP, mediante idonea strumentazione. In particolare le accelerazioni sono state rilevate con accelerometri piezoelettrici montati sul corpo del grave in Fig. 8), amplificatori di carica, sistema di acquisizione/registrazione/elaborazione dei dati su PC tarati a fronte di standard secondari. La velocità all'inizio dell'impatto e l'altezza di caduta sono state misurate con dispositivi laser per tenere conto dell'eventuale rallentamento (invero molto ridotto) del grave dovuto alla presenza del sistema di guida.

L'altezza di caduta equivalente del grave è stata determinata tramite i risultati di varie simulazioni numeriche preliminari effettuate, in relazione a all'effettiva capacità di assorbimento del dispositivo allo studio. Per rendere la prova significativa per la tipologia di problema in analisi, l'ordine di grandezza della velocità, delle masse e delle energie in gioco sono state scelte partendo dalle attuali prove di crash previste per l'omologazione delle autovetture. Come già accennato è stato impiegato un grave in acciaio di massa complessiva pari a 880 kg (comprensivi di tutti gli accessori ausiliari come dispositivo di sgancio, castello di guida, distanziali, ecc.), e con altezze di caduta effettive comprese tra 6 e 13 metri, rispettivamente con velocità di impatto tra 10 e 16 m/s (Fig 9).

Come è già stato accennato i risultati delle misure di deformazione e di quelle utili di accelerazione ottenute in due delle esperienze (nella terza si è avuto un malfunzionamento del sistema di registrazione) sono stati utilizzati per la convalida dei risultati numerici ottenuti nelle simulazioni effettuate con i modelli del sistema grave-sezione di prova implementate con il programma DYTRAN/MSC.



Fig. 9: posizione accelerometri sul grave

6. Confronto dei risultati delle esperienze e delle analisi numeriche preliminari

Nelle Figg. 10 e 11 sono confrontati, a titolo di esempio, gli andamenti delle accelerazioni misurati sperimentalmente nelle prove sperimentali più significative e quelli ottenuti nelle rispettivi analisi numeriche.

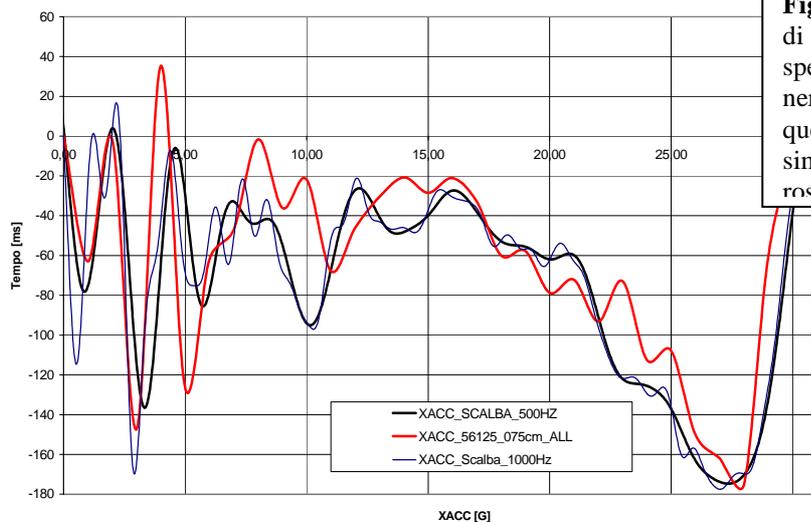


Fig. 10: prova 1 - diagrammi di accelerazione sperimentali filtrati a 500 (in nero) e 1000 Hz (in blu), e quello ottenuto con la simulazione numerica (in rosso - 56125cm ALL)

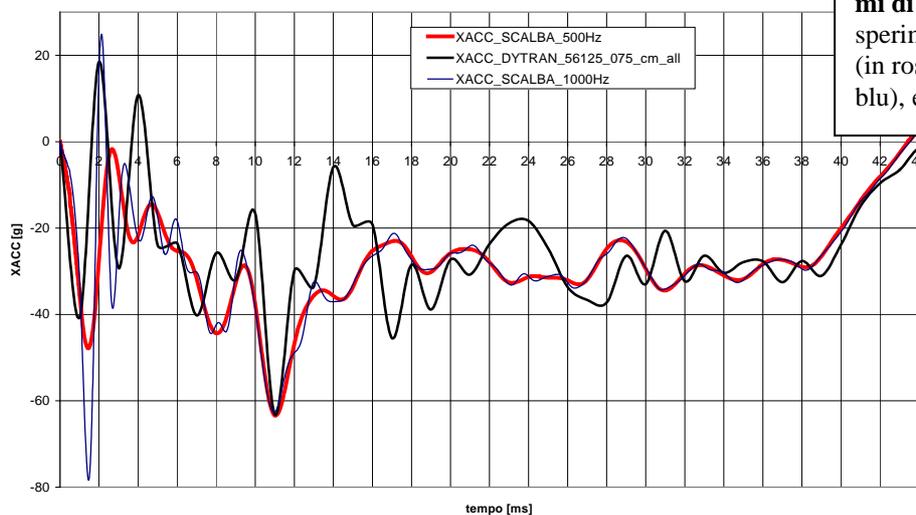


Fig. 11: prova 2 - diagrammi di accelerazione sperimentali filtrati a 500 (in rosso) e 1000 Hz (in blu), e numerico (in nero)

Nelle Figg. 10 ed 11 citate sono riportati i diagrammi sperimentali filtrati rispettivamente a 500 e 1000 Hz, tali frequenze di taglio sono state determinate previa analisi modale del grave in acciaio, al fine di ridurre/eliminare nei diagrammi i rumori determinati dalle frequenze proprie di vibrazione del grave stesso. Si tenga conto in proposito del fatto che, ai fini pratici, già con la frequenza di taglio di 500 Hz (a maggior ragione con 1000 Hz) si ottengono comunque picchi di accelerazione cautelativi ai fini dei possibili effetti sui passeggeri del veicolo. Ciò è in accordo con i requisiti minimi di cui al criterio di prestazione della testa del manichino standard utilizzato nelle prove sperimentali previste attualmente per le omologazioni degli autoveicoli (80g ed $HIC \leq 1000$ [8]).

Sulla base del confronto dei diagrammi suddetti si rileva un buon accordo fra i due tipi di dati sperimentali e numerici, tenuto conto della complessità del fenomeno e delle inevitabili differenze ed approssimazioni fra condizioni sperimentali e modelli numerici. In sostanza le analisi numeriche hanno fornito una buona approssimazione del valore massimo dell'accelerazione misurato durante la prova di impatto nonché delle deformazioni delle sezioni di prova, come si vede nella tabella seguente.

| Prova | Dati | Sperimentali | Numerici | Errore |
|-------|---------------------|--------------|----------|--------|
| 1.a | Deformazione finale | 290 mm | 285 mm | 1% |
| | Accelerazione max | 175g | 178g | 1% |
| 2.a | Deformazione finale | 225 mm | 218 mm | 1% |
| | Accelerazione max | 63g | 63g | 0% |

7. SIMULAZIONI DELLE CONDIZIONI DI IMPATTO AUTOVETTURA-AUTOCARRO

Dopo avere effettuato il dimensionamento di massima del dispositivo FAUP, le analisi numeriche preliminari e le successive prove sperimentali di convalida del modello numerico, sono state effettuate alcune simulazioni numeriche preliminari delle condizioni considerate di urto frontale tra il modello (semplificato) di un'autovettura "Peugeot 205" e quello del trattore stradale IVECO 440 di riferimento, per la determinazione del comportamento dinamico dell'assorbitore allo studio. La scelta del tipo di autovettura e del trattore IVECO, è dovuto al fatto che si tratta di veicoli rappresentativi delle rispettive fasce di mercato e anche alla reperibilità delle caratteristiche delle relative strutture.

L'autovettura per le simulazioni è stata considerata composta dai seguenti elementi principali: motore, paraurti in acciaio, elementi assorbitori di energia integrati nella carrozzeria, parafrangente e doppi sospensioni, parafrangente e pianale. Gli elementi impiegati per la simulazione numerica sono stati elementi "shell" di spessore variabile a seconda del componente del veicolo da simulare (Fig. 12). Il motore, è stato modellato come un elemento rigido con una massa di 300 kg. Per quanto riguarda, il trattore stradale IVECO 440, è stato modellato solamente la parte anteriore del telaio interessata all'urto (Fig. 6.1a). Tutte le strutture sono state modellate tramite elementi shell con spessore opportuno, le cui caratteristiche salienti sono riassunte nelle tabelle successive.

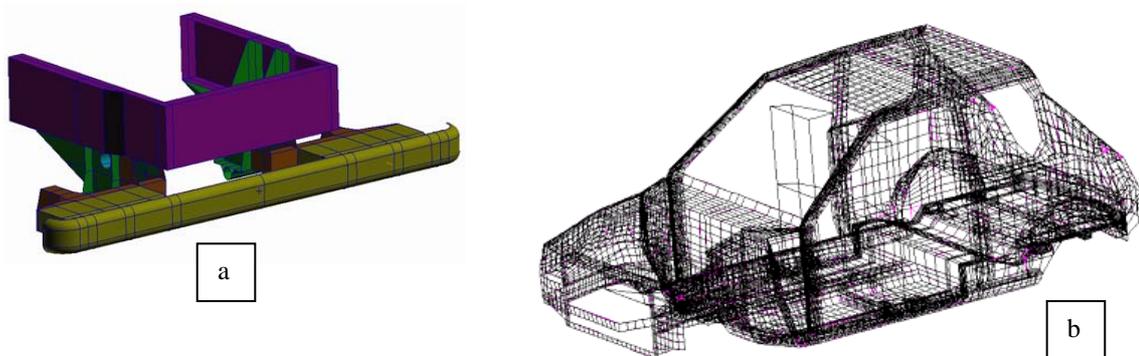


Fig. 12: schema del modello ad elementi finiti dell'autovettura di riferimento (b), della parte anteriore dell'autocarro e del relativo dispositivo assorbitore allo studio (a)

| AUTOVETTURA | Materiali | Spessori/Massa | Dimensioni della mesh | N°elementi |
|---|----------------|-----------------------|-----------------------|-------------|
| Motore | Rigido | 300 kg | 10 cm | 24 |
| Assorbitori | Acciaio St12 | 1 mm | 1 cm | 520 |
| Parafrangente | Acciaio St12 | 1 mm | 1 cm | 1304 |
| Paraurti | Acciaio Fe510D | 4 mm | 2 cm | 31 |
| Carrozzeria (<i>cellula di sicurezza, assorbitori, parafrangente, etc.</i>) | Acciaio St12 | Variabili da 1 a 2 mm | Da 2-10 cm | 7428 |
| Totale Modello | | | | 9338 |

| AUTOCARRO | Materiali | Spessori/Massa | Dimensioni della mesh | N°elementi |
|------------------------------|-----------------|----------------|-----------------------|--------------|
| Anco 1 | Acciaio Fe510D | 6 mm | 1 cm | 1372 |
| Anco – Pedivella | Acciaio Fe510D | 6 mm | 1 cm | 574 |
| Ancoraggi Telaio | Acciaio Fe510D | 7 mm | 4 cm | 852 |
| Telaio Autocarro | Acciaio Fe510D | 8 mm | 5 cm | 944 |
| Dispositivo FAUP allo studio | Acciaio AISI304 | 1-2 mm | 1 cm | 3024 |
| Totale Modello | | | | 11284 |

Tabella: Sintesi delle caratteristiche del modello matematico delle principali parti dell'autovettura e dell'autocarro per la simulazione numerica

7.1 Risultati delle analisi del fenomeno di impatto considerato Autovettura-Autocarro

Le condizioni di impatto considerate per queste analisi preliminari sono state le seguenti:

- urto in offset del 40%: in accordo alle prove di crash a cui vengono sottoposte le autovetture per l'omologazione su strada;
- velocità di impatto di 50 km/h: inferiore alla velocità di 56 km/h, con cui si effettuano le prove di crash, dato che il veicolo in oggetto è stato modellato senza portiere e con eventuali errori di valutazione della forma e degli spessori della carrozzeria portante

Le relative analisi sono state condotte in due situazioni come riportato sotto, al fine di verificare almeno in linea teorica e, si ripete, preliminare, l'efficacia dell'assorbitore allo studio:

1. **Crash Test Autovettura-Autocarro con la sola Barra Para-incastro**: la presente simulazione numerica è stata eseguita facendo urtare l'autovettura in oggetto con l'autocarro dotato di una semplice barra paraincastro "rigida" ai sensi della nuova normativa ECE R93 (vedi Fig. 13.a e 14.a).
2. **Crash Test Autovettura-Autocarro con Assorbitore FAUP allo studio**: tale analisi numerica è stata effettuata nello stesso modo di quella riportata al punto 1, con l'unica differenza che al posto della barra anticastro "rigida", è stato montato, sempre nella parte anteriore dell'autocarro l'assorbitore allo studio come indicato al precedente Cap.4 (vedi Fig. 13.b e 14.b).

La durata dell'analisi dei crash-test sopra descritti, in termini di tempo di calcolo è stata di circa 15 giorni (per una durata dell'impatto di 150 ms) su un PC di media potenzialità.

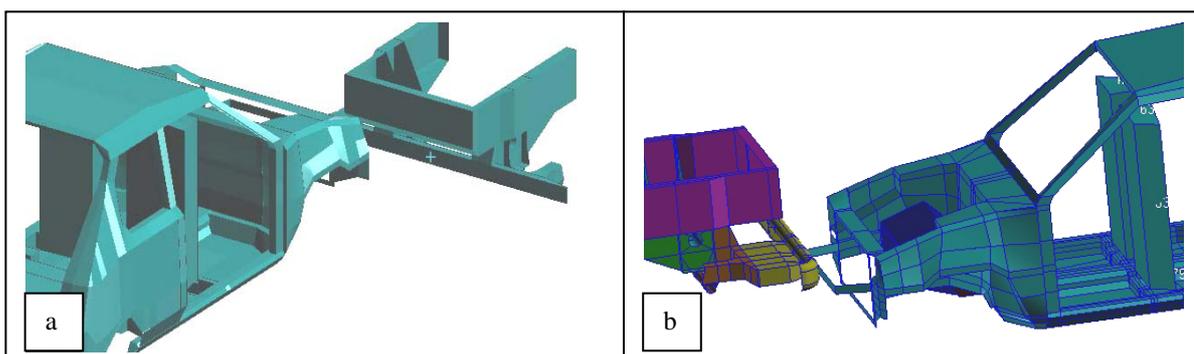


Fig. 13: vista complessiva nella posizione iniziale per i due tipi di struttura di protezione considerati

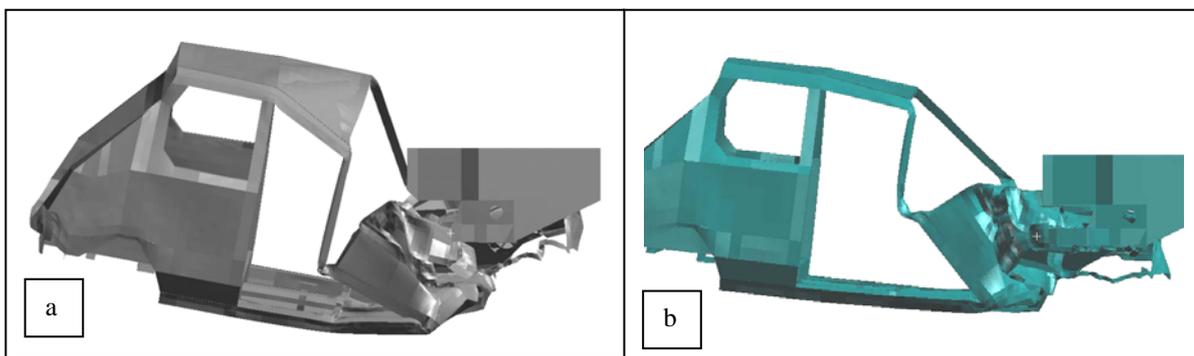


Fig. 14: Vista laterale a fine impatto dopo circa 150 ms, rispettivamente in caso di impiego di barra di protezione secondo ECE R 93 (a) e dell'assorbitore allo studio (b). Notare l'elevata deformazione nel caso di barra di protezione rigida (a), a parità di struttura dell'autovettura.

Si riportano nelle figure seguenti i risultati delle analisi suddette in termini di accelerazione sui passeggeri e deformazioni della protezione anteriore con e senza assorbitore allo studio (rispettivamente Fig. 15 e 16).

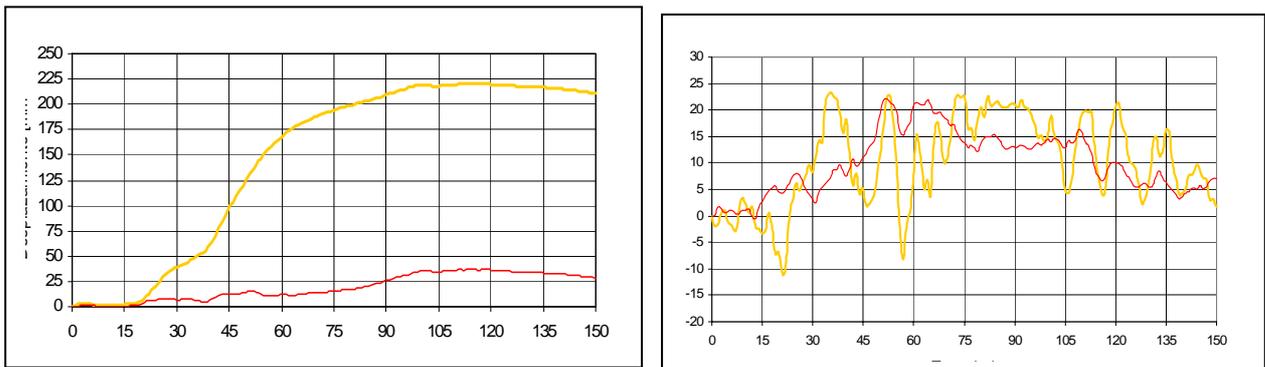


Fig. 15-Risultati con Assorbitore allo Studio: deformazione massima assorbitore (225 mm) ed ancoraggio al telaio (40mm) dell'autocarro in funzione del tempo (ms); accelerazione(in "g") della testa del passeggero (in giallo) e dell'autovettura (rosso)

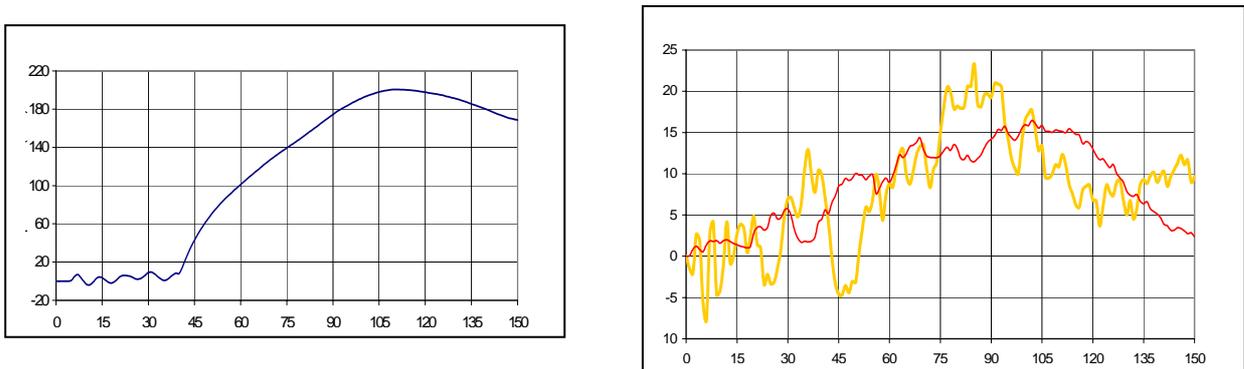


Fig. 16-Risultati con barra "rigida": Deformazione in mm della barra-paraincastro in funzione del tempo (in ms); accelerazione (in "g") della testa del passeggero (giallo) e del veicolo (rosso), in funzione del tempo (ms)

Sulla base delle analisi numeriche effettuate, in sintesi si rileva in entrambi i casi considerati un'elevata deformazione dell'autovettura con valori massimirelativamente contenuti di decelerazione dei passeggeri, cosa che indica una buona capacità di assorbimento di energia da parte delle strutture a ciò destinate nella parte anteriore dell'autovettura. Peraltro, nonostante questo, nel caso dell'impiego dell'assorbitore allo studio, le deformazioni dell'abitacolo non arrivano ad interessare gli eventuali passeggeri, cosa che accade (si veda ad esempio la posizione del montante anteriore Fig. 13.a e Fig. 14.b), nel caso di impiego della sola protezione anti-incastro ai sensi della norma ECE R93.

Come era qualitativamente prevedibile l'adozione dell'assorbitore allo studio, al posto della barra anteriore "rigida", sembra comportare i seguenti vantaggi in termini di deformazioni:

- riduzione di circa 30 cm dell'intrusione del montante in direzione del moto del veicolo;
- riduzione di circa 15 cm dell'intrusione del montante in direzione verticale;
- riduzione di circa 10 cm dell'intrusione del montante in direzione trasversale verticale.

Per quanto riguarda le decelerazioni dei passeggeri, esse non risultano mortali nell'ipotesi di assenza dell'eventuale impatto tra passeggeri e la struttura dell'autovettura, assenza che potrebbe essere assicurata dall'impiego congiunto di cinture di sicurezza e air-bags.

Si precisa comunque che lo scopo di queste analisi preliminari era soprattutto di verificare la capacità di assorbimento di energia dell'assorbitore allo studio nonché l'ordine di grandezza delle deformazioni massime dell'autoveicolo e dell'assorbitore stesso, ai fini di quanto indicato al Cap. 4 precedente.

| Sintesi dei risultati principali delle analisi svolte | Risultati |
|---|-----------|
| Deformazione FUPS-"rigido"-ECE R93 | 200 mm |
| Deformazione Assorbitore | 225 mm |
| Energia Assorbita FUPS-rigido ECE R93 | 11 kJ |
| Energia Assorbita Assorbitore | 24 kJ |

8. CONCLUSIONI

Il presente studio relativo a problematiche attuali inerenti la sicurezza stradale e la compatibilità tra veicoli, ha trattato in particolare modo la compatibilità tra autovetture ed autocarri della gamma pesante, che appare causa principale di un'elevata mortalità in caso di incidenti tra questi tipi di autoveicoli, come è dimostrato sia dai dati statistici esaminati sia dalla recente approvazione a livello comunitario della Direttiva 2000/40/CEE, nella quale si impone l'obbligo, a partire dal gennaio 2003, di installare su tutti gli autocarri di massa complessiva a pieno carico superiore a 3500 kg, un dispositivo di protezione anteriore denominato FUPS (Front Underride Protection System).

Il dispositivo assorbitore FAUP, proposto nell'ambito del presente lavoro, appare una evoluzione positiva in termini di miglioramento della sicurezza e di riduzione del rischio nell'ambito della circolazione stradale, di quello suddetto in quanto presenta i seguenti aspetti positivi:

- rispetto della normativa ECE R93 e delle Norme relative alla circolazione dei veicoli su strada;
- applicabilità agevole anche sui veicoli industriali attuali;
- realizzazione semplice ed economica sia come tecnologia costruttiva che come materiali;
- mantenimento delle sue caratteristiche nel tempo e semplicità di riparazione in caso di danni;
- efficacia in termini di capacità di assorbimento di energia in condizioni di impatto fra veicoli;
- decisivo miglioramento della compatibilità nell'urto tra veicoli diversi del tipo considerato.

Questi ultimi due aspetti appaiono indispensabili per evitare agli occupanti delle autovetture, in caso di urto con un autocarro, sia eccessive accelerazioni sia lesioni per interferenza con la configurazione deformata delle stesse strutture dell'autovettura.

L'analisi dei risultati numerici delle simulazioni (ancorché preliminari) nelle condizioni incidentali considerate, convalidati dalle prove sperimentali effettuate per una sezione dell'assorbitore, evidenzia che l'impiego del dispositivo allo studio può costituire, fra l'altro, un elemento efficiente per ridurre le conseguenze per i passeggeri di un'autovettura del tipo di incidente particolarmente gravoso preso come riferimento.

9. BIBLIOGRAFIA

-
- [1] Regolamento n. 93 della Commissione economica per l'Europa delle Nazioni Unite (ECE/ONU), Disposizioni uniformi relative all'omologazione dei dispositivi di protezione antincastro anteriore, Gazzetta Ufficiale delle Comunità Europee L32 del 01.02.2002
 - [2].DM 26.02.2002, Recepimento della Direttiva 2000/40/CE del Parlamento Europeo, relativa ai dispositivi di protezione antincastro anteriore dei veicoli a motore, G. U. n°60 del 12-03-2002.
 - [3].Statistica degli Incidenti Stradali, ISTAT-ACI, Collana Informazioni, Annuari dal 1990 al 2002
 - [4].Truck Involved Crash Study: Fatal and Injury Crashes of Cars and Other Road Users with the Front and Sides of heavy Vehicles, G. Rechnitzer, Monash Univ. – Accident Research Centre, Rep.n. 35, Feb. 1993
 - [5]. Crash Behavior of Thin-Walled Columns varying the Cross Section Shape and Velocity, G. Buscemi, F. Capello, V. Nigrelli, Conference Papers 99A4043, 6TH Conferenza Internazionale ATA, 1999-Firenze.
 - [6]CSI Methodology for an effective Evaluation of Frontal Impact Crash Performance, L. Piano, L. Conconi, L. Baroncelli, H.Gutman-CSI, Conference Papers 99A4042, 6TH Conf. Inter. ATA, 1999-Firenze.
 - [7]Energy Absorption of Passenger car Body Structures Made of Steel and Aluminium, M. Rauser, International Journal of Vehicle Design, Special Issue on Vehicle Safety, Volume 7, Nos 5/6, 1986, U.K.
 - [8]. Sulla Protezione degli Occupanti dei Veicoli a Motore in Caso di Urto Frontale, Direttiva 96/79/CE del Parlamento Europeo e del Consiglio del 16 Dicembre 1996, G.U. n. L 18 del 21.01.97