

## ENERGIA DISSIPATA NELLE COLLISIONI MOTO-AUTO E SCOOTER-AUTO

D. Vangi<sup>a</sup>, F. Begani<sup>a</sup>, C. Cialdai<sup>a</sup>

<sup>a</sup> *Università degli Studi di Firenze - Dipartimento di Meccanica e Tecnologie Industriali,  
Via di S. Marta 3, 50139 Firenze, e-mail: carlo.cialdai@unifi.it, dario.vangi@unifi.it*

### Sommario

L'energia cinetica dissipata durante la collisione è un parametro essenziale per la ricostruzione dell'incidente stradale. La conoscenza di tale valore permette infatti di stimare la velocità relativa dei due veicoli all'urto.

Il presente lavoro illustra una attività volta alla definizione di un metodo semiempirico per valutare l'energia cinetica dissipata in deformazioni in entrambi i veicoli in un urto tra mezzi a due ruote e autoveicoli. Il lavoro ha previsto inizialmente una analisi dei crash test tra motoveicoli e barriera presenti in letteratura tecnica e una successiva attività sperimentale finalizzata ad ampliarne la casistica e verificare l'eventuale differenza tra un impatto con veicolo a due ruote in fase di frenatura oppure no. Successivamente è stato sviluppato un metodo per la valutazione dell'energia del sistema auto-moto e l'esecuzione di una campagna di crash test tra i due mezzi per la verifica del modello.

### Abstract

Kinetic energy loss during collisions is an important parameter when dealing with road accident reconstruction. In fact its knowledge allows the estimation of the collision relative speed of the two vehicles.

The work here presented describes a research activity aiming at developing a semi-empirical method to evaluate the energy loss in both the vehicles in the case of an accident between a motorcycle and a car. In the first stage an analysis of crash tests reported in the technical literature was carried out, followed by an experimental activity, aimed at obtaining further data and at verifying the difference whether the motorcycle is braking or not. Then a procedure for the evaluation of the total energy of motorcycle and vehicle was defined, and further crash tests for the assessment of the model were performed.

**Parole chiave:** energy loss, motorcycles accident, wheelbase deformation, accident reconstruction.

### 1. INTRODUZIONE

La ricostruzione degli incidenti stradali costituisce il primo fondamentale passo per la comprensione dei fattori di rischio e dei comportamenti dei veicoli e dei guidatori in situazioni di pericolo, propedeutico alla corretta progettazione dei veicoli e delle infrastrutture viarie. L'energia cinetica dissipata durante uno scontro tra veicoli, fornisce un parametro essenziale per la ricostruzione dell'evento. Purtroppo la determinazione dell'energia dissipata nelle deformazioni tra autoveicoli e motoveicoli è spesso un compito difficile. La perdita di energia cinetica legata alla deformazione subita dal motoveicolo è difficile da quantificare così come quella dell'auto sulla quale generalmente si producono deformazioni localizzate, che possono coinvolgere parti, come ad esempio la zona delle ruote, con rigidzze completamente differenti rispetto a quelle su cui normalmente vengono eseguite le prove di crash. In tali zone i metodi classici come quelli derivanti dall'approccio di Campbell [1-5] non sono applicabili per la mancanza dei parametri di rigidezza. Inoltre, i cosiddetti metodi Equivalent Energy Speed (EES) [6, 7] sono difficili da applicare in caso di collisioni auto-moto perché richiedono

per la loro risoluzione deformazioni di riferimento, simili per gravità e tipologia a quelle presenti sui veicoli in oggetto di studio. Purtroppo, in letteratura tecnica non esistono database ampi di danni di riferimento per il trattamento di tutte le possibili deformazioni di auto e moto che si possono concretizzare, anche perché non sono diffusi i crash test su mezzi a due ruote.

Per i casi in cui nei motoveicoli si verifica la deformazione delle forche anteriori, senza la rottura del canotto o del telaio, sono presenti in letteratura correlazioni tra accorciamento complessivo del mezzo ed EES o tra accorciamento del passo ed EES. Tali relazioni sono state determinate per moto e scooter attraverso dei crash test contro barriera rigida [8]. La relazione tra accorciamento del passo e EES appare migliore rispetto a quella tra accorciamento complessivo del mezzo e EES e risulta molto utile e di facile applicazione per il calcolo dell'energia dissipata dal motoveicolo.

La difficoltà nel calcolo dell'energia di deformazione permane nella valutazione di quella dissipata dall'autoveicolo. Anche per l'auto vengono proposti metodi che si basano su correlazioni tra velocità di impatto, accorciamento della moto e deformazione dell'auto [9], tuttavia tali approcci presentano risultati con ampie dispersioni legate sostanzialmente ai dati di input ottenuti senza considerare la diversa rigidità tra auto e moto. Recentemente è stato presentato un approccio empirico [10] basato su una correlazione tra deformazione dell'autoveicolo e energia dissipata dalla macchina stessa. Tale correlazione è stata ricavata sulla base di 31 crash test [8, 9, 11] in cui il veicolo a due ruote è stato fatto impattare in diverse zone del fianco delle auto. Tale approccio non tiene in considerazione la deformazione presente sul motoveicolo per la valutazione dell'energia dissipata dall'auto. In questo modo non viene tenuto conto dell'eventuale differenza in termini di rigidità delle varie parti della vettura che può essere colpita.

Il presente lavoro si pone l'obiettivo di superare la limitazione sopra citata fornendo un metodo per il calcolo dell'energia dissipata negli urti auto-moto che risulti indipendente dal punto dell'auto colpito dal mezzo a due ruote. L'approccio proposto si basa sulla correlazione tra accorciamento del passo e EES per la valutazione dell'energia dissipata dalla moto e l'applicazione del metodo del Triangolo [12, 13] per determinarne l'energia dissipata dall'autoveicolo.

## **2. ANALISI DEI DATI SPERIMENTALI DERIVANTI DAI CRASH TEST SU MOTOCILI**

Per ricavare la relazione tra accorciamento del passo ed EES dei mezzi a due ruote sono stati analizzati dapprima dati di letteratura facendo riferimento a incidenti e crash test in cui il motociclo riporta danni visibili alla forcella anteriore tali da poterne misurare l'accorciamento del passo. Una buona parte dei dati sperimentali relativi alla correlazione tra accorciamento del passo ed EES derivano dalle attività sperimentali condotte da Kasanicky [8], Adamson [9] e Priester [11]. Tutte le prove condotte dai tre ricercatori prevedono urti tra veicoli a due ruote e barriera rigida indeformabile, ma esse si differenziano per la modalità con cui il mezzo viene fatto impattare contro l'ostacolo fisso. Nelle prove di Adamson le moto vengono trainate grazie ad un braccio saldato su un lato di un carrello movimentato da un autoveicolo. Delle cinghie regolabili, oltre a sorreggere il motoveicolo in posizione verticale con la ruota anteriore leggermente scostata da terra, rendono flessibile l'attacco tra il manubrio ed il braccio. La forca anteriore, durante la rincorsa, possiede un'estensione maggiore rispetto a quella normale di marcia a causa della sospensione da terra della ruota anteriore. Sulla moto non è stata posta alcuna zavorra che simulasse la presenza del pilota.

Nei crash test condotti da Priester e Kasanicky il motociclo, senza dummy, viene agganciato ad un cavo collegato ad un primo braccio telescopico. Un altro braccio telescopico viene usato per portare in sospensione il mezzo. Raggiunta l'altezza desiderata, attraverso un sistema di sgancio automatico, viene liberato il veicolo il quale va ad impattare contro una barriera rigida inamovibile, solitamente costituita da un blocco di cemento armato. La velocità viene misurata con delle fotocellule poco prima della collisione.

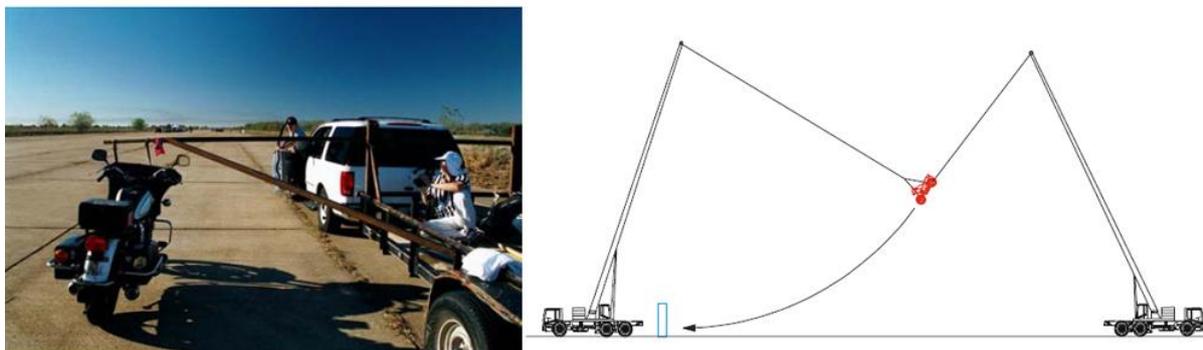


Figura 1: Sistemi di lancio adottati per i crash test fra motocicli e barriera rigida.

I dati di letteratura sopra citati si presentano non omogenei sia per le diverse modalità di prova sia per la presenza di alcuni casi, ritenuti anomali, in cui il veicolo arriva all'urto in posizione tale da falsare parzialmente i risultati cercati. Al fine di ricercare una correlazione tra EES ed accorciamento del passo dei veicoli si è proceduto inizialmente ad analizzare i singoli crash test e, con l'aiuto dei filmati e dei report fotografici, è stata eseguita una scrematura delle prove eliminando sia i test in cui il comportamento del motoveicolo era considerevolmente differente da quello solitamente tenuto durante la maggior parte delle prove, sia i test in cui il veicolo ha subito rotture del cannotto o del telaio, creando così un accorciamento del passo non più imputabile alla sola flessione della forcella.

Effettuata la scrematura dei dati di letteratura, si riscontra una relazione lineare (vedi figura 2) tra l'accorciamento del passo  $\Delta p$  e il valore di EES. Questa relazione appare essere indipendente dalla massa della moto, dalla sua cilindrata e anche dal tipo di veicolo a due ruote: motociclo, ciclomotore, scooter.

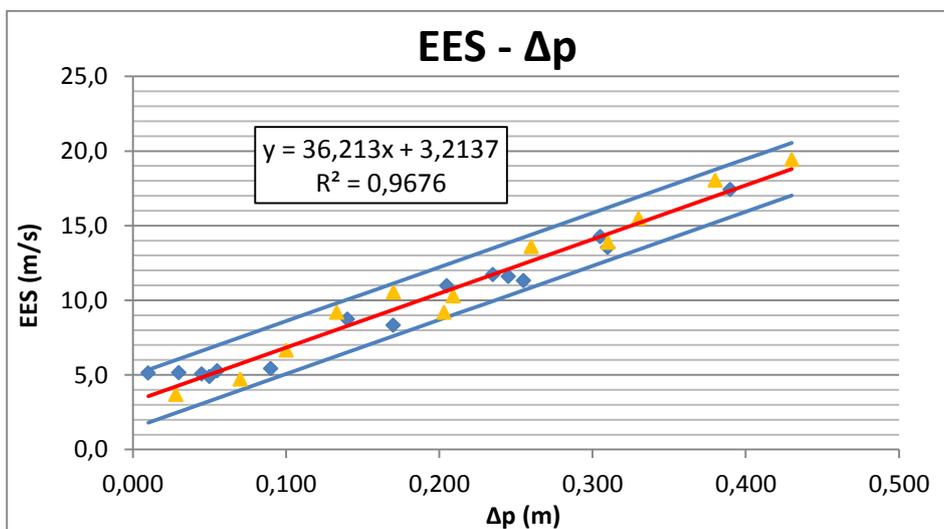


Figura 2: Correlazione sperimentale con dati di letteratura tra accorciamento del passo e EES ottenuto attraverso crash test contro barriera rigida. I punti triangolari sono riferiti alle moto e quelli romboidali agli scooter. Le linee rette sono quella di best fit e quelle di confidenza al 95%.

I dati di letteratura sono relativi a valori della variazione del passo del motociclo fino a circa 0,40 m. Nel caso in cui i due tubi della forcella anteriore subiscono flessioni differenti, il valore della variazione del passo  $\Delta p$  è stato assunto come valore medio tra i valori delle misurazioni fatte da ambedue i lati.

Per integrare i dati di letteratura, è stata effettuata una campagna di prove presso la pista di crash dell'Università di Firenze, con il duplice obiettivo di valutare la possibile influenza dell'estensione delle forche durante l'impatto sull'accorciamento della moto ed identificare, nelle prove a più elevata velocità, i punti di contatto e il relativo scambio di forze tra moto e barriera rigida.

In queste prove, il sistema di lancio del motociclo è costituito da un elastico in tensione collegato al mozzo ruota anteriore della moto. La moto è tenuta in posizione verticale per mezzo di due ruotine laterali fissate sulla parte posteriore del veicolo (vedi figura 3).



Figura 3: Scooter equipaggiato con le ruotine posteriori e collegato anteriormente all'elastico di traino. Sullo sfondo la barriera rigida inamovibile, costituita da un blocco di cemento di massa pari a 44000kg.

Attraverso un opportuno dispositivo, un metro prima dell'impatto contro la barriera le ruotine si sganciano dalla moto e la tensione dell'elastico di traino cessa, e il moto del veicolo risulta completamente libero subito prima dell'urto.

Davanti alla barriera rigida di cemento è stata fissata in modo solidale una barriera in acciaio (80x120 cm) dotata nella parte posteriore di tre celle di carico estensimetriche disposte a triangolo, con il vertice rivolto verso l'alto (figura 4). Tale disposizione consente di valutare l'andamento e la posizione della risultante della forza con cui il motoveicolo impatta la barriera, mediante l'analisi dei valori ottenuti dalle tre celle di carico.

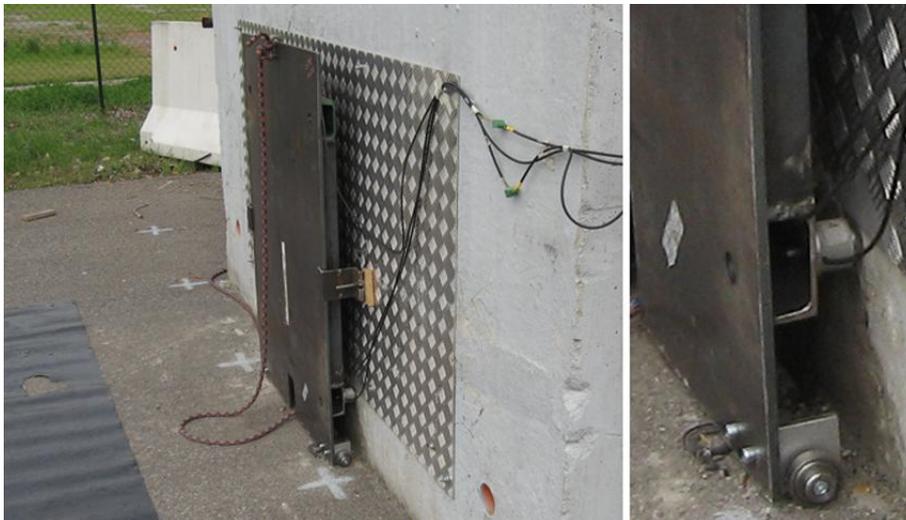


Figura 4: Barriera strumentata ed ingrandimento sulla posizione di una delle tre celle di carico.

Nelle prove svolte per la valutazione dell'effetto dell'estensione delle sospensioni anteriori, le forche sono state trattenute con una corda alla loro massima escursione, al fine di simulare il caso di una forte frenata (frenata di emergenza) prima dell'urto.

La velocità della moto prima e dopo l'impatto è stata misurata attraverso un sistema di fotocellule illuminate da laser (risoluzione di 0,1 km/h), un sistema radar (Radar Stalker Pro: Speed Range 1-480 km/h, Accuracy  $\pm 1,6$  km/h) e l'analisi del filmato ripreso con telecamera ad alta velocità Fastec Inline (250 f/s di acquisizione per 8,8 s).

L'accorciamento del passo è stato rilevato mediante misure manuali effettuate prima e dopo le prove su ciascun veicolo testato e prima dei crash test i mezzi sono stati pesati con una cella di carico.

In figura 5 i dati ottenuti sono stati riportati assieme ai dati tratti da letteratura di figura 2. Come si può osservare si distinguono due zone ben distinte: la prima per  $\Delta p$  minori di circa 0,40 m e la seconda per  $\Delta p$  maggiori di 0,40 m.

Nella prima zona vi rientrano le prove condotte sia a forche compresse che non compresse.

L'accorciamento del passo della moto avviene a causa della formazione di una o più cerniere plastiche in corrispondenza dei punti più deboli e maggiormente sollecitati della forca o del telaio, ovvero a causa di una deformazione concentrata in singoli punti piuttosto che per una flessione plastica distribuita. Nel caso degli scooter, la cerniera si forma in prossimità del canotto di sterzo, dove il tubolare della forca si divide nei due steli. Nel caso delle moto, si formano due cerniere sui due steli della forca in prossimità della piastra di sterzo e/o una cerniera in corrispondenza dell'attacco del canotto al telaio.

Qualitativamente non si osserva una influenza dell'escursione delle forche nella correlazione tra accorciamento del passo ed EES. Si individua un valore della linea di best fitting, praticamente analoga a quella ottenuta dai soli dati di letteratura, che risulta:

$$EES = b_0 + b_1 \cdot \Delta p = 2,91 + 37,19 \cdot C \quad (1)$$

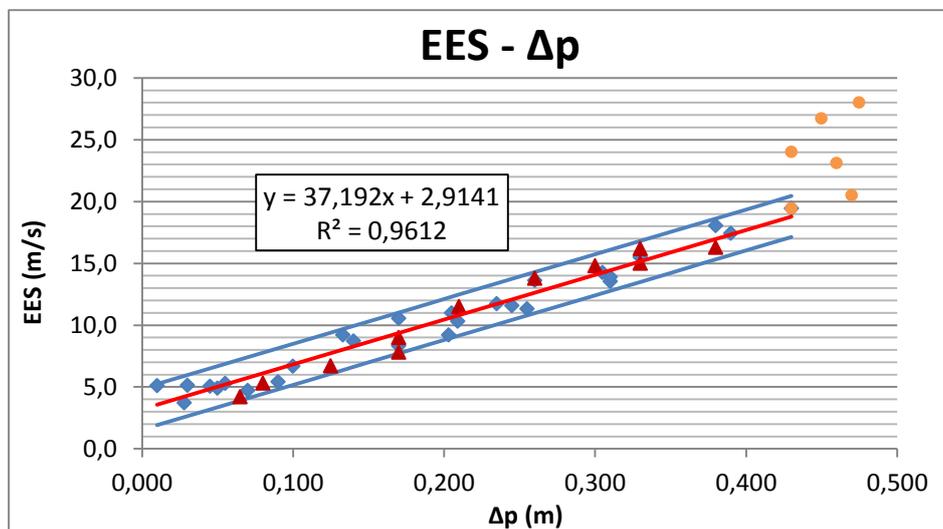


Figura 5: Dati di figura 1 (rombi blu) integrati con i dati ottenuti nelle prove svolte presso l'Università di Firenze dagli autori (punti rossi e gialli).

Durante la collisione, anche nei casi in cui la forca non è stata precompressa volontariamente, si verifica ugualmente una compressione pressoché totale della sospensione anteriore prima che la stessa inizi a deformarsi plasticamente.

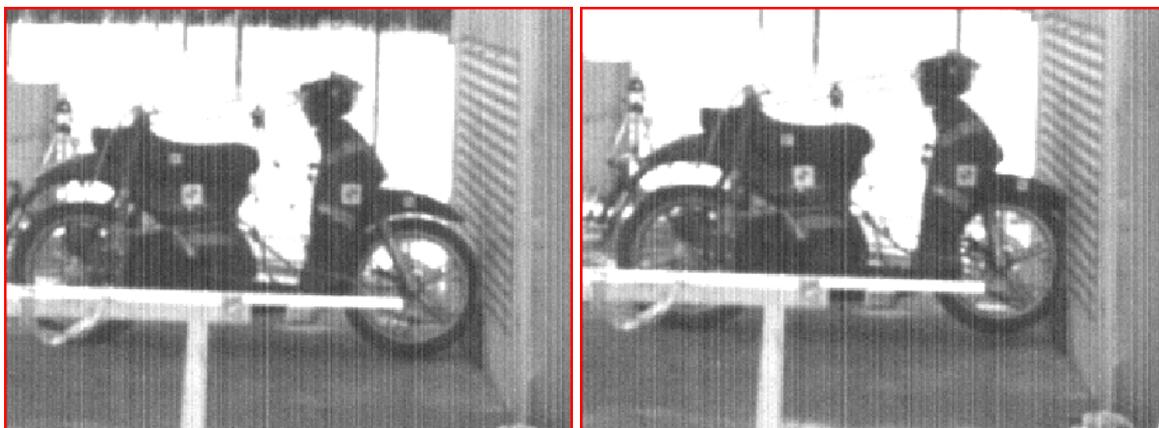


Figura 6: Fotogrammi della stessa prova ripresi al momento del primo contatto della ruota contro la barriera e al momento della massima compressione delle forche.

Quindi negli incidenti reali, sia che la moto sia già in frenata o meno prima dell'impatto la deformazione delle forche inizia quando le sospensioni sono già almeno in buona parte compresse. Indipendentemente dall'escursione delle forche, la variazione di energia cinetica del veicolo, uguale al lavoro delle forze esterne, è pari al lavoro interno svolto dalle tensioni e deformazioni nella cerniera plastica e quindi, a parità di EES, si ha un uguale angolo di rotazione della forza attorno alla cerniera. L'accorciamento del passo che ci si deve aspettare è quindi indipendente dalla configurazione di compressione delle forche durante l'urto.

Nella seconda zona del grafico di figura 5 rientrano le prove condotte a maggior velocità; in questa area si perde la linearità tra accorciamento del passo ed EES espressa in precedenza. L'analisi dei filmati ad alta velocità e la lettura dei dati della barriera strumentata mettono in rilievo un particolare comportamento del mezzo a due ruote durante l'impatto. Dopo il contatto ruota-barriera si concretizzano temporalmente le seguenti fasi:

- la deformazione delle forche anteriori fino al contatto tra la parte posteriore della ruota ed il blocco (tale fase può avere ampiezza diversa a seconda che il cerchio rimanga integro oppure no);
- la rotazione del mezzo a due ruote intorno al punto di contatto ruota-barriera;
- il contatto tra zona superiore del veicolo e la barriera strumentata.

In figura 7 si può notare in funzione del tempo l'andamento delle forze di contatto; in particolare si può osservare che dopo il primo picco di forza (A), generato dal primo contatto ruota-barriera e rilevato da entrambe le celle posizionate sulla parte bassa della barriera, si susseguono temporalmente: un secondo picco (B), rilevato dalle celle in basso, che corrisponde al momento in cui la parte posteriore del cerchione entra in contatto con il blocco motore; ed un terzo picco (C), rilevato dalla cella di carico posta in alto sulla barriera, generato dal contatto tra la zona superiore del veicolo e la barriera strumentata.

Per urti in cui si manifestano i fenomeni citati, è evidente che parte dell'energia cinetica del mezzo venga dissipata attraverso meccanismi diversi dalla flessione delle forche anteriori e quindi la relazione (1), dato un certo valore dell'accorciamento del passo, sottostima l'energia dissipata.

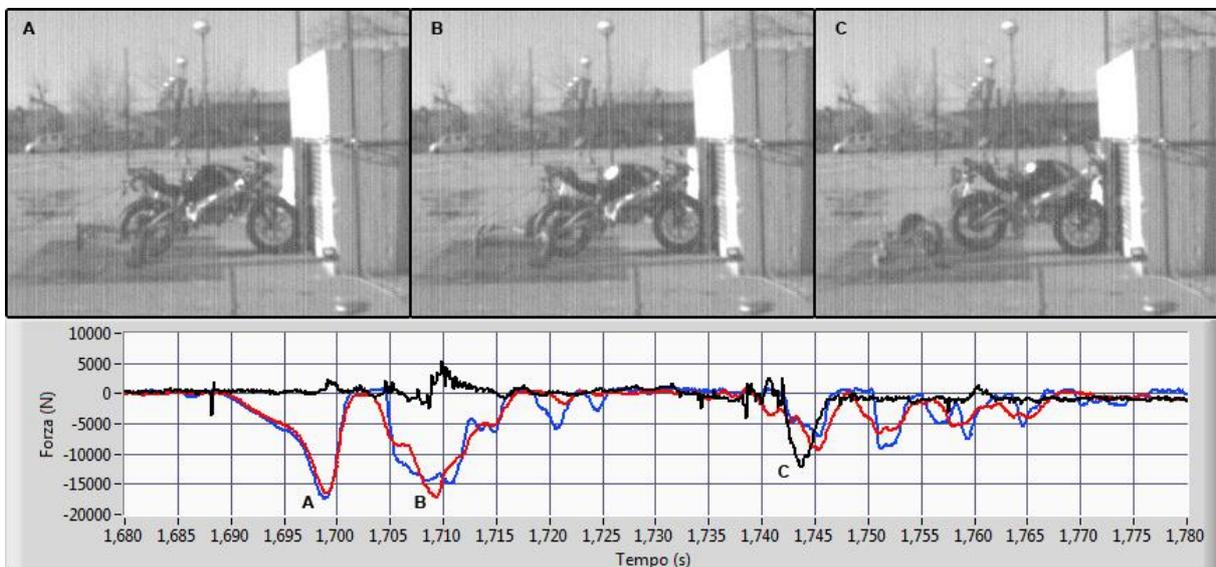


Figura 7: Andamento della forza in funzione del tempo rilevato dalle tre celle di carico poste sulla barriera strumentata. Le curve rossa e blu si riferiscono alle celle posizionate nella parte bassa della barriera, mentre la curva nera è il segnale derivante dalla cella in alto.

### 3. ENERGIA CINETICA DISSIPATA NELL'URTO

Individuata una correlazione sperimentale tra accorciamento del passo del mezzo a due ruote ed EES, indipendentemente dal tipo e dalla sua massa, è immediato determinarne l'energia dissipata nell'urto dalla stessa definizione di EES.

L'energia dissipata dalla deformazione del motoveicolo risulta:

$$E_{dM} = \frac{1}{2} M_M EES^2 = \frac{1}{2} M_M (2,91 + 37,19\Delta p)^2 \quad (2)$$

Dove  $M_M$  è la massa della sola moto. Questa relazione è compatibile a quella sperimentale trovata da [10] che lega l'energia specifica (perdita di energia divisa per la massa del mezzo) alla riduzione del passo.

Determinata sperimentalmente la correlazione tra accorciamento del passo e EES del mezzo a due ruote, la valutazione dell'energia dissipata dall'auto può essere effettuata con l'applicazione del metodo del Triangolo [12, 13], che schematizza un qualsivoglia danno con profili di forma rettangolare e triangolare, ovvero linearizza il profilo di danno. In questo metodo, partendo dalla schematizzazione di Campbell [1] tra forza e deformazione e grazie all'introduzione del coefficiente di forma  $k$  è possibile esprimere l'energia di deformazione, per tutte le geometrie di danno, come:

$$E_d = \frac{1}{2} F_R (kC + \delta) \quad (3)$$

Dove  $F_R$  è la forza che auto e moto si scambiano nella fase di compressione attraverso il contatto tra la ruota anteriore della moto e la zona dell'auto con cui collide;  $C$  è l'introflessione massima sull'autoveicolo.

Approssimando il danno sull'auto come un danno di forma triangolare, l'energia di deformazione che tale mezzo dissipa nell'urto è facilmente calcolabile una volta nota la forza che i due mezzi si scambiano nell'impatto. Schematizzando il mezzo a due ruote come un sistema massa-molla, la relazione tra la forza e l'accorciamento del passo diventa:

$$F_R = M_M (b_0 b_1 + b_1^2 \Delta p) \quad (4)$$

Dove  $b_0$  e  $b_1$  sono i coefficienti di rigidità del veicolo indicati nella (1). Tale forza, legata esclusivamente alla flessione della forca anteriore, è allineata alla direzione longitudinale della moto. Sostituendo la (4) nella (3) si ottiene la relazione che esprime l'energia di deformazione dissipata dall'autoveicolo:

$$E_{dA} = \frac{1}{2} M_M (108,22 + 37,19^2 \Delta p) (kC + \delta) \quad (5)$$

Dove  $M_M$  è la massa della sola moto,  $\Delta p$  è l'accorciamento del passo della veicolo a due ruote,  $k$  è il fattore di forma, pari a 0,564 che permette di passare da un danno di forma triangolare ad una di forma rettangolare a parità di energia dissipata,  $C$  è la massima intrusione presente sull'autoveicolo e  $\delta$ , deformazione elastica, è il rapporto tra  $A$  e  $B$ , dove  $A$  e  $B$  rappresentano i coefficienti di rigidità dei veicoli in funzione della classe di passo in accordo con il modello di Campbell [1] ( $\delta = 0.0712$  zona frontale;  $\delta = 0.0798$  zona posteriore;  $\delta = 0.0364$  zona laterale).

La (5) esprime l'energia di deformazione dissipata dall'autoveicolo nel caso in cui la deformazione si limita, in termini di altezza, ad una quota da terra paragonabile a quella del cerchione della moto. Nei casi in cui l'introflessione sull'auto si propaga al di sopra di tale quota, a causa della geometria dei veicoli e/o a causa della velocità di impatto elevata che generano una rotazione del motoveicolo, l'energia cinetica dissipata dall'auto non è totalmente imputabile alla flessione delle forche anteriori. La relazione (5) fornirà dunque un valore sottostimato di energia cinetica dissipata dall'autoveicolo.

Dall'analisi dei crash test di letteratura tecnica [8, 11] è stato possibile individuare il valore di un coefficiente correttivo ( $\lambda$ ) da applicare alla (5) che compensi il calcolo dell'energia di deformazione dissipata dall'auto:

$$E_{dA} = \lambda \cdot \frac{1}{2} M_M (108,22 + 37,19^2 \Delta p) (kC + \delta) \quad (6)$$

Con  $\lambda = C + I$  ( $C$  espresso in metri).

Tale coefficiente non tiene conto delle deformazioni che si generano nella parte alta del motoveicolo che generalmente possono quantificarsi indicativamente in circa 2-3 kJ

#### 4. CRASH TEST TRA MOTOCILI E AUTOVEICOLI

Al fine di verificare il modello proposto è stata condotta una campagna di prove sperimentali nella quale è stato simulato l'impatto tra motociclo e autoveicolo. Tutte le prove sono state eseguite con l'autoveicolo inizialmente fermo e in una posizione tale da rendere nullo il suo moto post-urto. Al mezzo a due ruote è stato imposto il moto adottando lo stesso metodo utilizzato per le prove contro barriera rigida (figura 7) e su di esso non è stata posta alcuna massa che simulasse la presenza del conducente. Le prove sono state condotte su scooter e moto a diverse velocità di impatto e colpendo l'auto in diversi target: portiera, fianchetto anteriore, zona frontale. La strumentazione impiegata per rilevare la velocità del mezzo a due ruote all'impatto è la stessa utilizzata nelle prove contro barriera rigida.

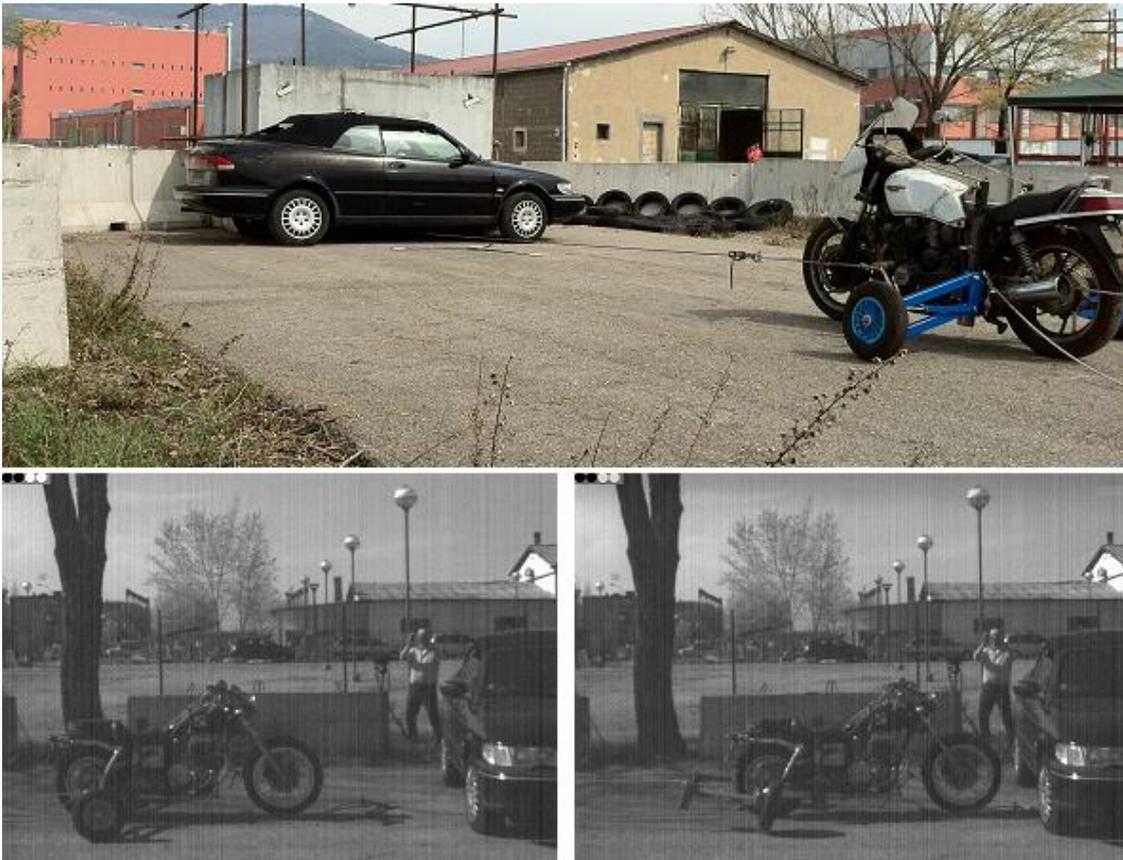


Figura 8: Prove di crash test tra moto e auto svolte presso l'Università degli Studi di Firenze dagli autori.

Prima di ciascun crash test i motoveicoli sono stati pesati e ne è stato misurato il passo. Al termine della prova oltre a determinare l'accorciamento del passo, effettuando una doppia misura da ambo i lati del mezzo, è stata misurata la massima introflessione presente sull'autoveicolo.

L'attività sperimentale è stata condotta in modo tale che si verificassero entrambe le configurazioni di danno sull'autoveicolo sopra esposte, ovvero con deformazioni limitate in altezza alla dimensione del cerchione della moto e introflessioni propagate anche ad altezze maggiori.

In tabella 1 vengono riportati i dati delle prove sperimentali svolte e i valori di energia cinetica dissipati con l'applicazione del modello presentato ( $E_d^*$ ).

Tabella 1: Crash test tra auto e moto condotti presso l'Università di Firenze dagli autori.

Auto	Zona di impatto	Motociclo	Massa (kg)	V (m/s)	$\Delta p$ (m)	C (m)	$\lambda$	$E_d$ crash (kJ)	$E_d^*$ (kJ)
SAAB 9-3 Cabrio	Portiera dx	Yamaha YICS	230	7,8	0,135	0,040	0,00	6,7	8,5
SAAB 9-3 Cabrio	Portiera dx	Honda Custom	177	10,8	0,230	0,060	0,00	11,1	13,4
SAAB 9-3 Cabrio	Portiera dx	Kawasaki GPZ	155	13,1	0,225	0,080	0,00	12,9	12,5
SAAB 9-3 Cabrio	Portiera sx	Suzuki	110	15,0	0,210	0,100	1,10	11,9	9,6
Fiat Punto	Fianchetto sx	Peugeot Looxor	101	14,2	0,070	0,230	/	/	/
Fiat Punto	Frontale	TGIB Laser	95	13,6	0,140	0,200	1,22	9,2	7,0

Dalla tabella è possibile osservare che i valori di energia trovati applicando il metodo del Triangolo poco si discostano dal valore di energia cinetica effettivamente dissipata dai due veicoli. Le differenze possono verosimilmente essere imputate sia all'intrinseca dispersione dei dati sperimentali che mettono in relazione il valore di EES con l'accorciamento del passo della moto sia al fatto, per quanto riguarda i casi in cui  $\lambda$  è diverso da zero, che la (6) non tiene conto delle deformazioni che si generano nella parte alta del motoveicolo.

## 5. CONCLUSIONI

La presente attività di ricerca ha avuto come obiettivo lo studio degli incidenti tra motoveicoli e autoveicoli, in particolare l'attenzione si è focalizzata sulla valutazione dell'energia dissipata dai due veicoli.

La ricerca ha avuto inizio con l'analisi dei crash test tra motoveicoli e barriera rigida disponibili in letteratura tecnica definendo, dopo un'opportuna scrematura dei dati, una relazione sperimentale tra accorciamento del passo ed Equivalent Energy Speed (EES). Successivamente è stata condotta una campagna di prove sperimentali con l'obiettivo di valutare l'eventuale influenza dell'estensione delle forcelle durante l'impatto sull'accorciamento della moto e i punti di contatto e il relativo scambio di forze tra moto e barriera rigida.

Infine è stato presentato il modello del metodo del Triangolo per il calcolo dell'energia dissipata dal sistema moto-auto e parallelamente è stata avviata una seconda campagna di prove sperimentali che simulano lo scontro tra motociclo, senza conducente, e autoveicolo per verifica del lavoro

Le prove contro barriera rigida hanno permesso di escludere l'escursione delle forche anteriori, e quindi l'eventuale frenata di emergenza del motociclo prima dell'impatto, come variabile che influenza la relazione tra accorciamento del passo ed EES. Come osservato dai crash test, nella quasi totalità dei casi, ancor prima che la forca anteriore inizi a deformarsi essa è compressa al massimo, per cui sia che la moto fosse già in frenata o no, in tutti i casi la deformazione delle forche inizia quando le sospensioni sono già compresse. Inoltre questa campagna di prove ha permesso di identificare il moto che il veicolo compie durante l'impatto in talune circostanze e di conseguenza la distribuzione di forze che si genera attraverso il contatto tra barriera e parte alta della zona frontale del motociclo.

L'attività di crash test svolta tra auto e moto ha permesso di verificare l'applicabilità del modello per il calcolo dell'energia globalmente dissipata sia per i casi in cui la deformazione sull'autoveicolo si limita in altezza alla dimensione del cerchio del motoveicolo sia in quelli in cui ciò non si verifica.

**BIBLIOGRAFIA**

- [1] K.E. Campbell, “Energy basis for collision severity”, SAE paper 740565, Society of Automotive Engineers, Inc., Warrendale, Pennsylvania, USA (1974).
- [2] A. G. Fonda, “Principles of crush energy determination” SAE 1999-01-0106, Society of Automotive Engineers, Inc., Warrendale, Pennsylvania, USA (1999).
- [3] N.S. Tumbas, R.A. Smith “Measurement protocol for quantifying vehicle damage from an energy basis point of view”, Tumbas and Associates - U. S. Naval Academy, SAE paper 880072, Society of Automotive Engineers, Inc., Warrendale, Pennsylvania, USA (1988).
- [4] G.A. Nystrom, G.Kost, S.M, Werner, “Stiffness parameters for vehicle collision analysis”, Failure Analysis Associates, Inc., SAE paper 910119, Society of Automotive Engineers, Inc., Warrendale, Pennsylvania, USA (1991).
- [5] J.A. Neptune, G.Y. Blair, J.E. Flynn, “A method for quantifying vehicle crush stiffness coefficients”, Blair, Church & Flynn Consulting Engineers, SAE paper 920607, Society of Automotive Engineers, Inc., Warrendale, Pennsylvania, USA (1992).
- [6] F. Zeidler, H.H. Schreier, R. Stadelmann, “Accident research and accident reconstruction by the EES-accident reconstruction method”, SAE paper 850256, Society of Automotive Engineers, Inc., Warrendale, Pennsylvania, USA (1985).
- [7] H.H. Schreier, W.D. Nelson, “Applicability of the *EES*-accident reconstruction method with MacCAR©”, SAE 870047, Society of Automotive Engineers, Inc., Warrendale, Pennsylvania, USA (1987).
- [8] G. Kasanicky et al., Analysis of single-track vehicle accidents, University publishers Zilina (2003).
- [9] K. S. Adamson et Alii. “Seventeen motorcycle crash tests into vehicles and a barrier” SAE 2002-01-0551, Society of Automotive Engineers, Inc., Warrendale, Pennsylvania, USA (2002).
- [10] D. P. Wood, C. Glynn, and D. Walsh, “Motorcycle-to-car and scooter-to-car collisions: speed estimation from permanent deformation”, Proc. IMechE Vol. 223 Part D: J. Automobile Engineering, PP. 738-759, DOI: 10.1243/09544070JAUTO1069 (2009).
- [11] J. Priester, and M. Weyde, “Tests carried out in Berlin. CD-ROM”, Ingenieur- und Kfz-Sachverständigenbüro Priester und Weyde, Saarbrücken, Berlin (2005).
- [12] D. Vangi, “Simplified method for evaluating energy loss in vehicle collisions”, Accident Analysis and Prevention 41 (2009).
- [13] D. Vangi, F. Begani, “Performance of triangle method for evaluating energy loss in vehicle collisions”, Journal of Automobile Engineering, Volume 226 Issue 3 pag. 338-347 (2012).