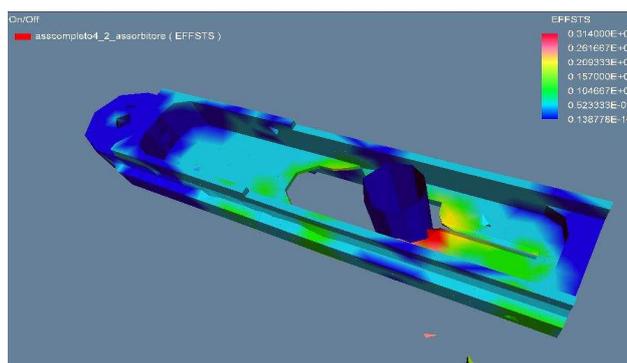


**Università degli studi di Napoli “Federico II”**



*Facoltà di Ingegneria*

*Dottorato di Ricerca in Ingegneria Aerospaziale*



*“Analisi di crashworthiness per applicazioni  
aerospaziali:*

*La simulazione numerica e le verifiche sperimentali  
su tipiche poltrone aeronautiche”*

Tesi di dottorato

**Antonio Ficca**

**Tutor**  
**Ch.mo Prof. ing.**  
**FRANCESCO MARULO**

**Coordinatore**  
**Ch.mo Prof. ing.**  
**ANTONIO MOCCIA**

# **RINGRAZIAMENTI**

*Questo lavoro di tesi è il frutto della collaborazione, “stretta” e “motivata”, intercorsa tra il Dipartimento di Progettazione Aeronautica di questa Università e la Geven s.r.l.: è principalmente grazie a questo connubio che questo lavoro ha potuto evolversi.*

*In questo senso un sentito ringraziamento va al prof. Francesco Marulo, per aver creduto in questo progetto, per la grande disponibilità mostrata, per gli indispensabili suggerimenti forniti e, soprattutto, per la fiducia accordatami; mi auguro, un giorno, di avere occasione di ricambiarla.*

*Un doveroso ringraziamento va alla Geven s.r.l, sede primaria delle attività svolte e fonte di parte del materiale riportato. In questo contesto un particolare pensiero va al personale dell'ufficio tecnico e dei laboratori nelle persone di Marco Capaccio, Fabio Liccardo, Ciro Pirone, Domenico Scognamiglio, Luigi Setaro per il fondamentale supporto fornito ed il sostegno dimostratomi.*

*Un ringraziamento particolare va a Michele Guida e Vincenzo Pasquarelli, i cui precedenti ed attuali lavori hanno dato enorme contributo e stimolo a questo progetto.*

*Il pensiero più grande, tuttavia, va alle persone hanno reso tutto questo possibile: mi riferisco alla mia famiglia e ad Alessia. Grazie.*

*Per quanto mi riguarda ho dovuto aggiungere ben poco a quanto ho ricevuto da coloro che ho citato: è bastata solo un pò di buona volontà.*

Napoli, Novembre 2005

Antonio Ficca

# I. INDICE

RINGRAZIAMENTI .....	2
I. INDICE.....	3
II. ABSTRACT.....	5
III. PREMESSA.....	7
1. INTRODUZIONE.....	1
1.1. IMPATTO DINAMICO .....	11
1.1.1. Airworthiness .....	12
1.2. SCENARIO .....	17
1.2.1. Airframe crashworthiness considerations .....	17
1.2.2. Crash design procedure .....	18
1.2.3. Rational Crash Design Philosophy.....	20
1.2.4. Scenario.....	21
1.2.5. Criteri per Crash Design.....	22
1.2.6. Misure di sicurezza per il passeggero.....	22
1.2.7. State dell'arte .....	24
1.2.8. Floor dynamic pulse.....	24
1.3. NORMATIVA AERONAUTICA .....	25
1.3.1. Laboratori dinamici.....	27
1.3.2. Dynamic Qualification Tests.....	29
1.4. ASSORBIMENTO ENERGETICO .....	32
1.4.1. Sicurezza nelle strutture .....	32
1.4.2. Assorbitori metallici elementari: i tubi.....	33
1.4.3. Caratteristiche di un assorbitore.....	34
1.5. CENNI SUI MATERIALI COMPOSITI .....	35
2. PARTE TEORICA .....	37
2.1. STRUTTURE CON NON LINEARITÀ GEOMETRICHE.....	38
2.1.1. Grandi Deformazioni .....	39
2.1.2. Grandi Rotazioni .....	41
2.1.3. Stress Stiffening .....	44
2.2. STRUTTURE CON NON LINEARITÀ DEI MATERIALI.....	46
2.2.1. Introduzione .....	46
2.2.2. Definizioni di Strain.....	47
2.2.3. Rate-independent Plasticity .....	49
2.2.4. Plasticizzazione "Rate-dependent" .....	52
2.2.5. Gasket Material .....	52
2.2.6. Elasticità non lineare .....	53
2.2.7. Iperelasticità .....	53
2.2.8. Viscoelasticità .....	54
2.2.9. Concrete .....	54
2.3. MODELLI NON LINEARI.....	55
2.3.1. Introduzione .....	55
2.3.2. Yield Models.....	55
2.3.3. Rottura di Materiali .....	57

2.3.4.	Viscosità artificiale e Rilassamento dinamico.....	58
2.3.5.	Cinture di sicurezza.....	59
3.	<b>PARTE NUMERICA</b> .....	60
3.1.	<b>ASPETTI NUMERICI DEL PROBLEMA</b> .....	61
3.1.1.	Introduzione .....	61
3.1.2.	Non linearità del problema.....	62
3.1.3.	La soluzione numerica al problema dinamico.....	64
3.2.	<b>DUE DIFFERENTI CODICI: IMPLICITO ED ESPLICITO</b> .....	65
3.2.1.	Codice implicito.....	66
3.2.2.	Codice esplicito.....	68
3.2.3.	Costo Computazionale .....	70
3.2.4.	Confronto dei codici.....	71
3.3.	<b>IL CODICE MSC-DYTRAN</b> .....	72
3.3.1.	Modellazione di fenomeni di impatto .....	73
3.3.2.	Tipo di file di input e di risultati ottenibili da DYTRAN.....	79
3.4.	<b>IL MODELLO AGLI ELEMENTI FINITI</b> .....	80
3.4.1.	Introduzione .....	80
3.4.2.	Scelta della struttura semplificata da utilizzare .....	81
3.4.3.	Realizzazione del modello FEM .....	83
3.4.4.	Test numerici.....	100
3.5.	<b>MODELLI PER L'INTERAZIONE OCCUPANTE-VELIVOLO</b> .....	107
3.5.1.	Caratteristiche sull'utilizzo dell'ATB .....	108
3.5.2.	Il file .AIN.....	114
3.5.3.	Simulazione del manichino .....	117
3.5.4.	Simulazione del Test 16 g: Head Path.....	123
3.5.5.	Conclusioni .....	129
4.	<b>PARTE SPERIMENTALE</b> .....	130
4.1.	<b>INTRODUZIONE</b> .....	131
4.2.	<b>TEST STATICI</b> .....	131
4.2.1.	Cilindrico Statico .....	132
4.2.2.	Cubico Statico.....	135
4.2.3.	Allestimento/Esecuzione Test.....	137
4.2.4.	Considerazioni "statiche" .....	139
4.3.	<b>TEST DINAMICI</b> .....	141
4.3.1.	Cubico Dinamico .....	142
4.3.2.	Poltrona .....	156
4.3.3.	Manichino .....	161
5.	<b>CONCLUSIONI</b> .....	167
6.	<b>BIBLIOGRAFIA</b> .....	171
7.	<b>APPENDICI</b> .....	206
	Appendice 1: Richiami sulla teoria della deformazione plastica .....	i
	Appendice 2: Capacità di deformazione dei metalli .....	ix
	Appendice 3: Il Large Mass Method.....	xii
	Appendice 4: I modelli FEM .....	xiii
	Appendice 5: Formulazione Degli Elementi Beam Di Hughes-Liu.....	xx
	Appendice 6: Aspetti elementari di un urto anelastico.....	xxxii

## ***II. ABSTRACT***

This activity, developed in collaboration between the Department of Aeronautical Engineering of university of Naples "Federico II" and the Technical Department and the Static and Dynamic Lab. of the GEVEN s.r.l., represents the report of the activities performed during the 2003-2005 period within the PhD. course in Aerospace Engineering.

Main objective of this course has been the definition of a methodology of study that allowed to face the problem connected to the non linear behavior under conditions of dynamic impact of aeronautical seats according to the 16g requirements identified by the paragraphs 562 "Emergency landing dynamic condition" of the FAA Far 25 and EASA CS 25 standards.

This study, developed either from the experimental, numerical and theoretical aspects, has been focused on the analysis of the principal problem linked to the impact scenario, to the recognition of the principal variables that determine its evolution and to the definition of the most useful tools which can be used for studying its evolution.

As already said, the main aspects of the problem (theoretical, numerical and experimental) has been faced: the first one through the identification of the applicable theoretical models to the non linear behavior of materials, geometries, loads and constraints; the second through the numerical characterization, by means of CAD and FEM tools, of the dynamic non linear behavior of the main components and parts involved a 16g dynamic impact (e.g. the bottom seat metallic structure, two different models of energy absorbers devices and a numerical model of a seat passenger); the third one has interested the identification, the verification and the static and dynamics characterization experimental of the behavior of the mentioned parts/components in the same scenario.

The principals results have concerned the identification and the characterization (as said, numerical theoretical and experimental) of the parameters occurring during a dynamic 16g impact of aeronautical seats; the consequences of these results have had on the design factors of the interested parts and the introduction of new criterions of planning, fruit of the ability matured to draw and to identify some of those variables able to affect the compliance of the project to the airworthiness requirements, represent a prove of the importance and originality of these studies.

From the industrial point of view these studies have supported the suitable introduction of energy absorbers device on the aeronautical seats manufactured by Geven s.r.l.: such tools, suitably designed for energy absorption purpose and, therefore, of reduction of the effects that can have dynamic impacts 16g on the passenger's safety, represent an essential step forward for the process of certification of the seats according to the applicable airworthiness requirements.

The identification of parameters such as the energy absorption ratio, the ability to design energy absorbers device to the purpose of identifying the effect, the characterization of the behavior of such tools through each phase of the impact, has allowed the extensive introduction more and more way of systems of absorption of energy suitably designed to comply with the appointed purpose.

Furthermore, the characterization of the effect of the non linear behavior of the materials, of the geometries, of the constraints and of the loads transferred to the seats in condition of dynamic impact has allowed the introduction of new criterions of structural choice during both the definition and developmental phases of the actual aeronautical seats of the Geven s.r.l.

### **III. PREMESSA**

Questo lavoro, svolto presso il Dipartimento di Progettazione Aeronautica di questa università e l'ufficio tecnico e gli annessi stabilimenti della **GEVEN** s.r.l. di San Sebastiano al Vesuvio (NA), è il resoconto di quanto effettuato relativamente al triennio 2003-2005 nell'ambito del corso di dottorato di ricerca in Ingegneria Aerospaziale, Navale e della Qualità, indirizzo Aerospaziale.

L'obiettivo principale di questo dottorato è stato quello di definire una metodologia di studio che consentisse di affrontare le problematiche connesse al comportamento non lineare in condizioni di impatto dinamico di sedili aeronautici secondo le normative 16g identificati dai paragrafi 562 "*Emergency landing dynamic condition*" della FAA FAR 25 ed EASA CS 25.

Lo studio, sviluppato sia dal punto sperimentale che numerico che teorico, si è focalizzato sull'analisi delle problematiche principali legate all'impatto, al riconoscimento di quelle che sono le variabili principali che ne determinano l'evoluzione ed alla definizione degli strumenti più utili che possono essere adoperati per studiarne la "fenomenologia".

Come detto gli aspetti principali validi in ogni studio ingegneristico e cioè teoria, simulazione ed esperimento sono stati approfonditi: il primo mediante l'identificazione dei modelli teorici applicabili alla simulazione non lineare dei materiali, delle geometrie, dei carichi e vincoli; il secondo mediante la caratterizzazione numerica mediante strumenti CAE (Computer Aid Engineering) che ha visto lo sviluppo di differenti modelli messi a punto con l'ausilio del software agli elementi finiti *MSC.Dytran*, rappresentativi dell'insieme seduta di una tipica poltrona aeronautica, di due differenti modelli di assorbitori di energia, e del modello numerico di un passeggero al fine di valutarne il comportamento dinamico; il terzo che ha interessato l'identificazione, la verifica e la successiva caratterizzazione sperimentale statica e dinamica del comportamento dei particolari menzionati.

I principali risultati ottenuti hanno riguardato l'identificazione e la caratterizzazione come detto, numerica teorica e sperimentale, dei parametri che intervengono in occasione di un impatto dinamico 16g; l'importanza ed originalità di questi studi sono garantite dalle conseguenze che questi hanno avuto sui fattori di progetto delle parti interessate e, cioè, l'introduzione di nuovi criteri di progettazione, frutto della capacità maturata di ricavare ed identificare alcune delle variabili che determinano la rispondenza del progetto ai requisiti normativi.

Dal punto di vista industriale e applicativo gli studi effettuati hanno determinato l'introduzione di sistemi di assorbimento di energia sulle poltrone aeronautiche prodotte dalla Geven s.r.l. opportunamente dimensionati da riuscire ad assolvere il loro compito di assorbimento di energia e, quindi, di riduzione degli effetti che possono avere impatti dinamici 16g sulla incolumità del passeggero. L'identificazione di parametri quali il rapporto di assorbimento di energia, la capacità di definirne la geometria allo scopo di dimensionarne l'effetto, la caratterizzazione del comportamento di tali strumenti nella dinamica di impatto nel contesto del sistema complesso poltrona, ha consentito l'introduzione in maniera sempre più estensiva di sistemi di assorbimento di energia progettati ad hoc per lo scopo prefisso.

In aggiunta, la caratterizzazione dell'effetto del comportamento dei materiali, delle geometrie, dei vincoli e dei carichi sulla poltrona in condizione di impatto dinamico ha consentito, come detto, l'introduzione di nuovi criteri di scelta strutturale nella fase di avamprogetto delle attuali poltrone aeronautiche (di classe economica e non solo) della Geven s.r.l.

Come detto, questo lavoro di tesi ha interessato l'approfondimento delle problematiche legate all'impatto dinamico 16g e lo studio teorico, numerico e sperimentale di questa disciplina; questa tesi è stata scritta rispecchiando queste caratteristiche: si riporta perciò un breve sunto di ciascun capitolo nel quale è stato suddiviso l'intero lavoro.

Il *capitolo 1 introduttivo*, guida il lettore attraverso le problematiche dell'impatto dinamico e lo scenario nel quale questo si pone. Vengono perciò

descritti i requisiti normativi che lo disciplinano e ne identificano l'evoluzione, i principi di funzionamento dei laboratori dinamici (scenario principale dei test) e le problematiche progettuali connesse. Nella parte finale del capitolo viene infine presentata una panoramica sui principi dell'assorbimento energetico e sull'utilizzo di materiali compositi nelle strutture di interesse.

Il **capitolo 2 teorico**, approfondisce le problematiche teoriche connesse alla disciplina in esame distinguendo tra non linearità geometriche, dei carichi, dei vincoli e dei materiali. Una panoramica dei principali modelli non lineari viene poi presentata.

Il **capitolo 3 numerico**, analizza gli aspetti numerici del problema, presenta una panoramica dei principali codici numerici (espliciti ed impliciti) sul mercato, ne identifica i campi di applicabilità, approfondisce le peculiarità del codice MSC.Dytran poi utilizzato per mettere a punto i modelli numerici presentati.

Il **capitolo 4 sperimentale**, descrive le prove statiche e dinamiche effettuate, riporta i risultati ottenuti e le considerazioni sperimentali che ne scaturiscono. La parte dinamica, in particolare, è poi completata dalla caratterizzazione che si è riusciti a fare del comportamento dei principali attori che recitano un ruolo fondamentale nel corso delle prove.

Il **capitolo 5 conclusivo**, riporta infine le considerazioni finali sul lavoro effettuato nel triennio di studi e descrive i possibili sviluppi futuri.

***Disclaimer:** parte del materiale descritto in questo lavoro potrebbe contenere progetti, specifiche, dati, informazioni e materiale tecnico che sono di proprietà della Geven s.r.l.: deve essere perciò gestito e trattato da i suoi destinatari su base confidenziale, e non può essere mostrato o divulgato ad organizzazioni che abbiano obiettivi differenti da quelli di ricerca. Ogni uso e/o distribuzione di materiale di questa pubblicazione che fuoriesca dai confini menzionati, deve essere obbligatoriamente preceduto da consenso scritto dell'autore e/o di personale autorizzato della Geven s.r.l.*

---

# *1. INTRODUZIONE*

---



## 1.1. IMPATTO DINAMICO

L'attenzione per la problematica dell'impatto strutturale dei velivoli in situazioni non convenzionali come quelle di un atterraggio di emergenza è cresciuta con l'espansione del traffico aereo, anche se la costante implementazione di tecnologie aeronautiche, in particolare dell'elettronica e dell'informatica, persegue l'obiettivo della riduzione del "rischio aereo".

La strumentazione di volo e le poltrone passeggeri hanno subito una radicale trasformazione orientata al miglioramento della sicurezza con la riduzione della fatica dell'equipaggio da un lato e le maggiori garanzie di sicurezza dei passeggeri. Non è solo il fattore umano il parametro che determina la regolarità del volo, ma in buona parte concorre ad essa l'efficienza della macchina, essenzialmente dipendente dal numero di cicli di fatica terra-aria aria-terra cui è sottoposta nella sua vita operativa e dalla manutenzione in esercizio.

Gli studi sugli incidenti aerei e degli eventi di emergenza con possibili tragiche conseguenze sugli occupanti del velivolo, ricercandone le cause, tendono nel complesso ad evitare che questi debbano ripetersi e a garantire il più possibile la sopravvivenza di passeggeri ed equipaggio nel caso che l'evento negativo debba verificarsi.

Questo è l'obiettivo che si pone di raggiungere la crashworthiness, o sicurezza passiva, termine che descrive la capacità di un mezzo di trasporto di proteggere gli occupanti, limitandone i danni, da lesioni gravi o fatali durante un incidente; è evidente che l'orientamento di un'adeguata sicurezza passiva è tanto più difficile quanto più un veicolo è veloce e leggero, e richiede un progetto molto accurato.

E' altresì chiaro come la ricerca e la sperimentazione in tale ambito si rivolgano ad un oggetto molto ampio, che comprende il crash vero e proprio dei componenti strutturali, la dinamica degli assorbitori di energia, l'integrazione dinamica del corpo dei passeggeri con i sedili, le cinture di sicurezza, i caschi e tutti gli altri eventuali sistemi di ritenuta; tali strumenti necessari all'interno di un velivolo per prevenire quello che potremmo definire come "secondo impatto" occorrente all'occupante allorquando egli continua il suo moto per inerzia con la

stessa velocità del velivolo dopo che questo ha bruscamente frenato o, in caso di atterraggio di emergenza, si è “drammaticamente” fermato. A tali sistemi di ritenuta sono inoltre associati dei sistemi di assorbimento di energia montati sulla struttura stessa della poltrona allo scopo di diminuire il carico verticale sul passeggero. Ma in realtà nei velivoli le cinture lombari sono gli unici sistemi di ritenuta in uso e, a differenza degli autoveicoli, raramente si trovano collegati alla struttura del mezzo, ma, quasi nella totalità dei casi, unicamente alla poltrona, la quale è a sua volta collegata alla struttura dell’aereo generalmente tramite binari (“seat-track”) o altri dispositivi di collegamento.

### 1.1.1. Airworthiness

Secondo le statistiche sugli incidenti mortali nei servizi aerei elaborate nell’ultimo ventennio l’indice di sopravvivenza medio (termine che designa la percentuale di passeggeri sopravvissuti rispetto al totale dei passeggeri coinvolti in un incidente mortale) è stato del 36% superiore a quello registrato negli anni settanta, che era dell’ordine del 26%.

Questi dati confermano quanto sia cresciuto l’interesse verso lo studio del comportamento strutturale sotto condizioni di impatto dinamico per garantire la sicurezza dei passeggeri e come esso abbia assunto un ruolo di primaria importanza nella fase di progetto e realizzazione di un qualsiasi mezzo da trasporto. Sono, infatti, svariate e innumerevoli le circostanze in cui si presentano i fenomeni di impatto: ben noti sono gli effetti di crash catastrofici di incidenti che coinvolgono impatti di velivoli al suolo o in mare, scontri di autobus, di treni, di automobili, esplosioni di serbatoi in pressione, collisioni di micrometeoriti su satelliti.

L’individuazione di un avvenimento cui relazionare la *crashworthiness* o *airworthiness*, nel nostro caso e, implicitamente, un danno al passeggero che potesse essere prevenuto e non sarebbe dovuto accadere, è, quindi, strettamente connessa con il concetto di “sopravvivenza”. Perché si possa parlare di *airworthiness* è necessario che la sequenza dell’incidente sia tale da garantire che gli occupanti del velivolo sopravvivano.

Tale evenienza dipende da tre fattori:

#### **1 forze di crash trasmesse ai passeggeri**

- 2 spazio abitabile occupato
- 3 caratteristiche di design strutturale del velivolo (noto come CREEP)

#### 1.1.1.1. Forze di crash trasmesse ai passeggeri

L'effetto più consistente sul corpo umano è provocato dall'azione della decelerazione, misurata comunemente in "G" dove  $G = a/g$  essendo  $a$  l'accelerazione di interesse e  $g$  l'accelerazione di gravità sulla superficie terrestre ( $9,81 \text{ m/s}^2$  o  $32,185 \text{ ft/s}^2$ ).

La terminologia standard utilizzata per definire la direzione dell'accelerazione, sviluppata da una conferenza internazionale agli inizi degli anni sessanta, viene espressa in termini di 3 assi (X, Y, Z) attraverso il corpo umano (fig. 1.1).

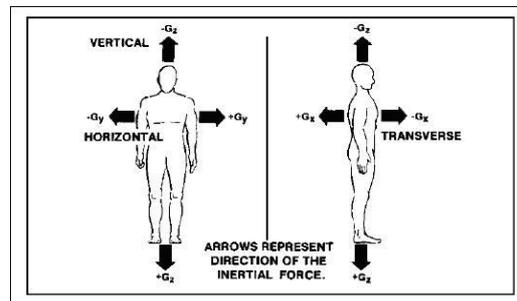


Fig. 1.1

Nella terminologia un segno positivo indica il risultante dell'accelerazione piuttosto che la direzione dell'accelerazione stessa

Possiamo pensare a due modi di classificare le accelerazioni agenti sugli occupanti un velivolo: accelerazione *sostenibile* che può essere definita come un'accelerazione della durata di più di un secondo circa ed accelerazione *transitoria* o *di impatto* della durata di meno di un secondo circa.

Sebbene il confine tra le due non è netto, possiamo utilizzare gli effetti da esse provocate come strumento per distinguerle: mentre gli effetti dell'accelerazione sostenibile che è essenzialmente di tre tipi, lineare, radiale o centripeta e angolare, sono prettamente psicologici, quelli dell'accelerazione d'impatto, che si può verificare anche in fasi normali della vita di un aereo, sono essenzialmente meccanici.

Le accelerazioni, o decelerazioni (intesi come sinonimi in tale studio), che

possono verificarsi in un atterraggio di emergenza sono di intensità elevata, e cioè superiori a 10G per un intervallo di tempo di meno di 1 secondo come detto. In tali situazioni è necessario per predire la potenziale non fatalità di un incidente la conoscenza dei limiti di tolleranza umana all'impatto.

La tolleranza umana alle accelerazioni di impatto è una funzione dell'energia trasferita al corpo durante la sequenza di crash o del lavoro meccanico compiuto dalle forze di impatto.

Diversi sono poi i fattori da portare in conto per valutare gli effetti di tali energie in gioco sul corpo umano:

**1 intensità dell'accelerazione:** definita anche come "G di picco"

**2 durata dell'accelerazione:** una forza di 40G, applicata in modo non continuo durante frazioni di secondo durante un atterraggio di emergenza può essere tollerabile, viceversa la stessa forza se applicata costantemente per 2,3 secondi può risultare fatale.

**3 velocità di applicazione dell'impulso ("rate of onset"):** matematicamente è la derivata nell'istante iniziale della curva di impulso, tale grandezza, solitamente espressa in G al secondo, interviene ad esempio nel caso di impatto verticale, quando la distanza di frenata è considerevolmente ridotta e tale velocità di applicazione è sensibilmente più grande.

**4 forma dell'impulso di decelerazione ("pulse shape"):** una forma tipica è quella triangolare con una combinazione di aumento e decremento costanti della decelerazione.

**5 la direzione di applicazione della decelerazione:** il corpo umano tollera bene decelerazioni lungo la direzione G<sub>x</sub> ma non altrettanto bene decelerazioni lungo l'asse del corpo (G<sub>z</sub>).

**6 la distribuzione di forze sulle varie parti del corpo:** più grande è l'area del corpo su cui è applicata la forza, meno lesivi sono gli effetti. Ed è altrettanto importante la parte del corpo su cui è applicata la forza: un colpo inferto alla testa risulta molto più serio dello stesso colpo inferto su una gamba, risultando le lesioni alla testa la causa più comune di eventi fatali.

**7 le caratteristiche fisiche dei passeggeri**

**8 il "secondo impatto" di parti del corpo con la carlinga o con altri oggetti**

La ricerca dei limiti di tolleranza umana è stata all'inizio attività solo dei medici, ma negli ultimi anni si è reso evidente che, anche in questo campo, una collaborazione fra medici ed ingegneri potesse consentire risultati migliori in tempi più brevi.

Tutti questi studi effettuati e i relativi risultati ottenuti sono stati raccolti all'interno di un'unica branca che rappresenta una delle linee guide dell'*airworthiness*, e cioè l'*injury criteria* (criteri di lesione).

Tali criteri sono più generalmente applicabili ad un'ampia varietà di progetti di sistemi di protezione contro le lesioni da impatto. Per fornire i dati per garantire la protezione contro gravi lesioni o contro eventi fatali, vengono usati nei test dei manichini (dummy) invece che persone reali (i quali venivano comunque sottosti ad incrementi successivi di carico fino al limite in cui essi stessi non ritenevano di considerare un ulteriore incremento come intollerabile). Sebbene tali manichini chiamati ATD ("anthropomorphic test device") siano una rappresentazione alquanto rudimentale del corpo umano vengono efficacemente usati per valutare le performance dei suddetti sistemi di protezione. Gli *injury criteria* per l'impatto dovrebbero essere espressi con parametri che possano essere misurati su un ATD.

Sebbene siano stati costruiti diversi tipi di manichini l'unico ATD standardizzato delle dimensioni di un adulto è quello descritto dalla 49 della Code of Federal Regulation 572 (49 CFR 572) ed è comunemente chiamato "*part 572 dummy*" (fig 1.2) rappresentativo di un uomo medio adulto del peso di 77.1 kg.



*Fig. 1.2*

#### **1.1.1.2. Spazio abitabile occupato**

Lo spazio abitabile occupato dai passeggeri influenza la sopravvivenza, deve

perciò essere assicurato che tale spazio non sia compromesso o a causa del collasso strutturale della carlinga o a causa di possibili intrusioni nella carlinga stessa di oggetti esterni. Se vengono o superati i limiti di tolleranza umana o si perde lo spazio abitabile, allora la possibilità di sopravvivere è significativamente compromessa. Per garantire quindi la massima protezione ai membri dell'equipaggio e ai passeggeri, è necessario adottare, nella costruzione di un aereo, determinate caratteristiche di design strutturale che consentano l'assorbimento di energia.

### 1.1.1.3. Caratteristiche di design strutturale del velivolo

Le caratteristiche di design strutturale che condizionano la sopravvivenza al crash vengono comunemente designate con il nome di fattori di CREEP. Tali fattori sono:

**1 contenitore:** un aereo deve essere progettato con un guscio che possa effettivamente proteggere gli occupanti. Dovrebbe presentare la massima concentrazione del peso strutturale suo e dei suoi componenti al di sotto dei passeggeri in modo da ridurre il crash della cabina a causa delle forze di inerzia. La carlinga dovrebbe essere di materiali collassabili per attenuare le forze di impatto prima che queste si trasferiscano sui passeggeri, così come i serbatoi dovrebbero essere realizzati con caratteristiche progettuali di crashworthiness e protette dalla carlinga in modo da evitare penetrazioni da parte di oggetti al loro interno. Evenienza che è talvolta difficile da verificare negli istanti successivi all'impatto, in quanto alcuni metalli potrebbero ritornare in sede dopo aver invaso brevemente il compartimento passeggeri.

**2 sistemi di ritenuta:** tali sistemi dovrebbero attenuare le forze di impatto e proteggere gli occupanti in tutte le condizioni di volo; dovrebbero, inoltre, essere comodi da usare e non interferire, nel caso della cabina di pilotaggio, con i compiti che i piloti devono svolgere. La testa è il punto nel quale con maggiore probabilità possono verificarsi lesioni in una sequenza di crash, pertanto gli occupanti dovrebbero usare spallacci ("shoulder harnesses") per minimizzare il movimento della parte superiore del corpo. Un cedimento in un qualunque punto di tale sistema finirà con l'aumentare il tasso di rischio di subire gravi lesioni. Inoltre c'è da chiarire che un sistema di ritenuta, pur progettato per sopportare un carico di 10000 libbre, può risultare inutile se non usato correttamente o se non mantenuto in efficienza,

così come può risultare inutile un siffatto sistema di cinture se la poltrona viene strappata via dal pavimento con una decelerazione di 4G in direzione x o di 1,5g in direzione y o z. Ed infine va sottolineato come una poltrona rivolta all'indietro ("aft facing"), che apparentemente richiede un sistema di ritenuta più semplice, può sopportare carichi più alti della sua controparte rivolta in avanti ("forward facing") e come una poltrona rivolta verso un lato ("side-facing") espone i suoi occupanti ai carichi meno sopportabili, poiché è la condizione in cui il sistema di ritenuta riesce a sopportare di meno le decelerazioni.

**3 *l'habitat occupato*:** la cabina e la sezione occupata dai passeggeri devono essere progettate in modo da eliminare dal loro interno qualsiasi componente dalle caratteristiche potenzialmente letali (genti tossici in caso di incendio, poliuretani per isolamento, pannelli decorativi, sostanze che mutano le loro proprietà tossicologiche quando portate ad alte quote, equipaggiamenti o oggetti che se non fissati stabilmente potrebbero trasformarsi in proiettili in uno scenario altrimenti non fatale).

**4 *assorbimento di energia*:** grazie alle caratteristiche di assorbitori energetici di alcuni loro componenti (carrelli d'atterraggio, design delle poltrone che ne consente la deformazione durante la sequenza di crash) gli aerei sono progettati per sopportare forze distruttive. Si riesce in tal modo a modificare carichi di decelerazione con G di picco elevati di breve durata in carichi più sostenibili di durata più lunga.

**5 *protezione post-crash*:** si considerano due fattori principali nel post-crash, il fuoco e l'evacuazione. L'utilizzo di serbatoi progettati in modo da evitare fuoriuscite o nebulizzazione di carburante hanno drasticamente ridotto il rischio di incendi. La possibilità poi di garantire una efficace e veloce evacuazione dei passeggeri è legata alla adeguata collocazione e fruibilità delle uscite e delle segnalazioni di emergenza.

## **1.2. SCENARIO**

### **1.2.1. Airframe crashworthiness considerations**

Ci sono diverse aree di studio e discussione in una progettazione volta alla crashworthiness. Le priorità molto spesso presentate consistono di:

- Fornire un guscio protettivo
- Minimizzare le accelerazioni affinché siano all'interno dei limiti di sopportazione umana
- Proteggere gli occupanti dal ricevere colpi letali
- Garantire sistemi di uscita dall'aeroplano a valle di un crash

Tali considerazioni devono tenere in considerazione un opportuno ed ambiente di sopravvivenza al crash ed un adeguato livello di sopravvivenza. Inoltre come è noto le diverse scelte di progetto sono correlate nel senso che, ad esempio, il sistema di ritenuta del passeggero (cinture) è strettamente influenzato e a sua volta influenza le resistenze strutturali delle poltrone aeronautiche sia dal punto di vista delle accelerazioni sia da quello dei potenziali punti di contatto.

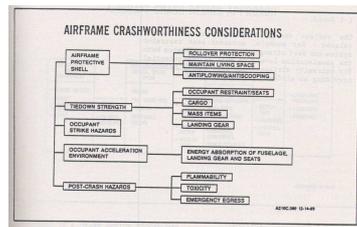


Fig. 1.3

### 1.2.2. Crash design procedure

L'approccio riportato nella figura che segue suggerisce che il primo punto che bisogna affrontare per sviluppare una procedura che progettazione votata alle problematiche del crash prevede la definizione dell'ambiente nel quale l'impatto ha luogo.

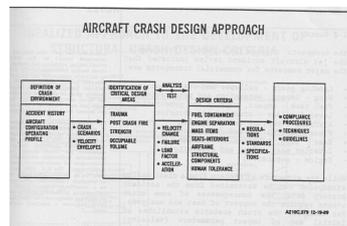


Fig. 1.4

Esso varia ovviamente da aeroplano ad aeroplano; generalmente esso viene descritto in termini di scenario (velocità, assetto, peso, terreno, ostacolo) o mediante un profilo di accelerazione (picco di accelerazione, rateo di crescita e durata).

Il secondo punto prevede l'identificazione delle regioni critiche nel progetto. Poiché la protezione del passeggero è la misura delle performance in una situazione di crash per definire tali aree occorre identificare le fonti di pericolo che possono causare traumi, procurare incendi, impedire l'uscita rapida dal velivolo. La natura del progetto dell'aeroplano è tale che resistenza, rigidità, modalità di rottura e capacità di resistenza ad un crash, per una serie di ben definite regioni o aree, influenza in maniera sostanziale le possibilità che ha un passeggero di sopravvivere. Ad esempio la valutazione dei vari incidenti aerei ha evidenziato che i maggiori punti per aerei commerciali sono:

- Carrello di atterraggio, collasso e separazione
- Ali, impatto separazione e penetrazione
- Contenitori del propellente, impatto rottura e penetrazione
- Parte bassa della fusoliera, rottura e abrasione
- Struttura portante, rottura e separazione
- Pavimento, deformazione e collasso
- Poltrone, carico collasso e separazione
- Massa degli interni, carico e separazione
- Motore, separazione

Mentre l'identificazione delle aree di intervento durante un crash può essere fatta mediante l'analisi della statistica degli incidenti, le conseguenze di questi e la verifica della bontà del progetto di fronte a questi può essere fatta solamente tramite analisi o test. Ad esempio uno scenario di crash definisce una serie di parametri di impatto: velocità, assetto dell'aeroplano, profilo del terreno); in ogni caso senza informazioni addizionali come modi e carichi di rottura per il carrello, punto e severità dell'impatto con la fusoliera, definizione delle caratteristiche della struttura di fusoliera, etc..., la quantificazione dell'accelerazione del pavimento è virtualmente impossibile. Per questo motivo il supporto di analisi e test possono essere utilizzate in collaborazione con l'identificazione dell'ambiente di crash e delle principali aree di progetto di crash per sviluppare:

- Profilo di accelerazione (input per i maggiori componenti ed interior)
- Fattori di carico (parametri di progetto per i componenti)

- Velocità di impatto
- Modi di rottura
- Livelli di resistenza

### 1.2.3. Rational Crash Design Philosophy

Idealmente, il progetto di varie parti di un veicolo dovrebbero essere consistenti nel senso che opportuna interfaccia è mantenuta tra elementi strutturali, masse e cinture di sicurezza. Inoltre un approccio razionale dovrebbe tenere conto dell'influenza del peso strutturale e di considerazioni sulla configurazione nel momento della valutazione delle procedure mediante le quali i concetti di progettazione vengono valutati.

La figura sotto riportata illustra un approccio ideale allo sviluppo di criteri per la progettazione strutturale di parti sottoposte a Crash.

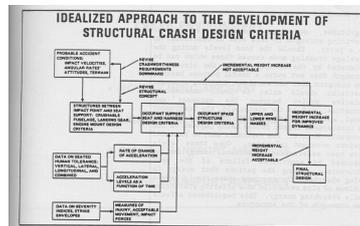


Fig. 1.5

Si può osservare come carrelli di atterraggio e strutture che possono collassare tra i punti di impatto e le poltrone costituiscono i punti cardine da cui partire per lo sviluppo di una progettazione che guardi al Crash. I carichi che risultano dalla deformazione di una struttura sottoposta ad una nota velocità di impatto vengono confrontati con la tolleranza dell'occupante alle accelerazioni (in termini di picco, durata e ratio di salita). E' importante osservare che la resistenza strutturale dell'oggetto allo studio deve essere elevata fino a certi limiti. Superati tali limiti seppure il componente risulta strutturalmente in grado di sopportare i carichi in gioco, l'occupante potrebbe non sopravvivere.

Compito non trascurabile ha certamente il sistema di ritenuta (le cinture per intenderci); tale sistema deve contribuire a limitare l'escursione del manichino utilizzando la rigidità strutturale della poltrona. Anche i valori e le modalità di trasmissione del carico tra la cintura ed il manichino vanno opportunamente vagliati.

Una volta che tutte queste variabili vengono vagliate la progettazione di una struttura che assorba energia dissipandola in rottura della stessa può essere valutata. La controllabilità di questa rottura è oggetto di questa tesi di dottorato.

### 1.2.4. Scenario

Agli inizi degli anni 80 Boeing, Duoglas and Lockheed revisionarono 993 incidenti aerei avvenuti nel periodo tra il 1958 e il 1979. Furono selezionati 176 incidenti ritenuti pertinenti alla identificazione ed allo sviluppo di uno scenario di crash sopravvivibile. Questi dati furono studiati ed analizzati al fine di ricavare una statistica che evidenziasse danni, fatalità, danni strutturali, performance delle poltrone, coinvolgimento di ostacoli, profilo del terreno, condizioni di impatto e uscita. Il database così creato fu utilizzato per formulare un potenziale scenario per un crash non distruttivo. L'FAA in collaborazione con la NASA diede inizio ad attività di Ricerca e Sviluppo che prevedevano test di sezioni di aeroplano e sviluppo delle metodologie. Una grossa serie di test di caduta su intere sezioni di fusoliera e su componenti di questa furono effettuate.

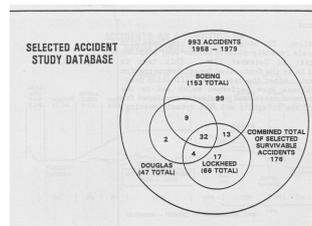


Fig. 1.6

Come si può vedere dal grafico riportato il maggior numero di incidenti aerei avvengono durante la fasi di approccio e di atterraggio (54%). Il decollo e la fase iniziale di salita prevedono il 21.5 % degli incidenti. E' chiaro che gli incidenti che avvengono nelle altre fasi di volo, seppure in percentuale inferiore risultano non sopravvivibili. Un altro indice che fu possibile identificare riguarda la distanza dall'aeroporto: maggiore è questa distanza e peggiore è la percentuale di sopravvivenza. Questo principalmente a causa della tipologia di profilo del terreno e della relativa distanza dai dispositivi di emergenza.

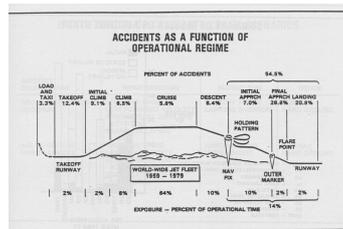


Fig. 1.7

Ci sono una grossa varietà di incidenti che possono avvenire. I più seri, quelli che risultano in casi di fatalità, accadono a causa di collisioni con la terra lontano dall'aeroporto. Spesso tali incidenti accadono per perdita di controllo del velivolo. Altre volte tali incidenti possono avvenire per incontro con ostacoli inaspettati o disorientamento rispetto alla zona di atterraggio. Altri incidenti che occorrono in prossimità di un aeroporto determinano una percentuale molto minore di vittime. Incidenti di questa categoria sono: stallo, atterraggi corti e lunghi, atterraggi duri, etc...

### 1.2.5. Criteri per Crash Design

Le vittime di traumi sono una funzione di eventi accidentali e di una sequenza di failure. In pratica l'occupante è sottoposto a carichi attraverso la struttura e/o la poltrona o è soggetto a colpi letali dovuti ad item di massa che perdono la loro integrità. Per questo motivo i requisiti minimi tra i criteri di progetto in funzione del Crash devono considerare test dinamici di poltrone e requisiti di ritenzione di item di massa.

Sono state queste considerazioni che hanno portato allo sviluppo nella normativa attualmente in vigore e che disciplina la certificazione 16g per poltrone aeronautiche da installare su velivoli da trasporto.

### 1.2.6. Misure di sicurezza per il passeggero

Dato che la minimizzazione del danno corporeo indotto in condizioni di crash il valore di energia da imporre nel caso della normativa applicabile deve essere ovviamente proporzionale alla capacità umana di resistere a carichi in differenti posizioni e direzioni. Ovviamente tali indici possono essere ricavati in quelle

situazioni per le quali il danno procurato non è elevato. Si possono perciò identificare i seguenti indici:

- Curva di Eiband
- Dynamic Response Index (DRI)
- Head Injury Criteria (HIC)
- Gadd Severità Index (SI)
- Threshold Loads
- Extremity Strike Envelope

Di particolare interesse è la curva di Eiband che, a partire da valutazioni sperimentali, riporta la capacità umana di resistere ad accelerazioni in punti diversi e di intensità e intervallo di applicazione diversi.

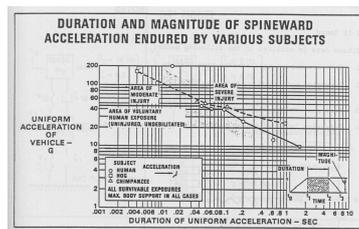


Fig. 1.8

Insieme alla curva di Eiband i parametri più importanti e di particolare interesse sono sicuramente SI e HIC. Di seguito si riportano perciò le rispettive definizioni

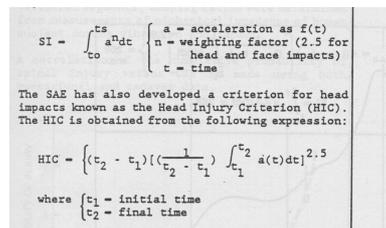


Fig. 1.9

Dal punto di vista meccanico il corpo umano può essere visto come un complesso, non lineare, smorzato sistema di masse distribuite. Come tale è soggetto a risposte dinamiche in ognuno dei suoi modi di vibrazione. Ciò implica che l'accelerazione a cui il corpo è sottoposto può risultare notevolmente differente da quella che il corpo stesso esperienza. Il problema è stato perciò l'identificazione dei parametri in grado di definire il grado di severità di una particolare eccitazione. Da questa necessità sono nate le definizioni di SI ed HIC come da figura sotto riportata.

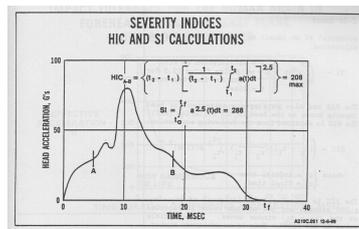


Fig. 1.10

### 1.2.7. State dell'arte

Fino al 1970 le capacità analitiche erano limitate alle condizioni di crash che coinvolgevano grandi spostamenti. Metodi e test furono perciò correlati. Un approccio molto comune era quello di effettuare test di crash in scala 1 a 1. Ovviamente tali test risultano molto costosi soprattutto quando gli articoli da testare risultano di grosse dimensioni. In ogni caso, più ancora del costo è il fatto che i test sono difficilmente ripetibili e sono fortemente dipendenti dalle condizioni di test e dai dati misurati. Al crescere dei capacità computazionali dei computer si è andata sviluppando la necessità di simulare il comportamento durante i test di strutture in modo da risultare ripetibili, controllabili e con i dati identificabili univocamente.

Ad oggi le elevate capacità di simulazione dei sistemi disponibili hanno consentito di poter considerare la simulazione come valida alternativa al test soprattutto laddove in elevato valore di confidenza del modello sviluppato è stato ottenuto così come una opportuna valutazione dello stesso.

### 1.2.8. Floor dynamic pulse

I picchi dinamici di accelerazioni del pavimento sono definiti da una serie di parametri tra i quali:

Picchi, Rateo di salita, Forma, Durata

Mentre nella realtà durante un impatto l'andamento dell'impulso trasmesso alla struttura molto più irregolare ed una rappresentazione di tipo trapezoidale o triangolare non risulta fedele alla realtà. La risposta di sistemi strutturali a più gradi di libertà come poltrone e occupanti dipende ovviamente dalla forzante. Per esempio per un sistema ad 1 gdl eccitato da un impulso triangolare e per il quale la frequenza naturale e lo smorzamento strutturale sono definiti, la massima ampiezza della

risposta potrà essere più alta o più bassa della forza eccitante. Il controllo di variabili come frequenza e smorzamento strutturale va perciò valutato nel momento in cui si valuta l'opportunità di utilizzo di un triangolo di accelerazione piuttosto che un altro.

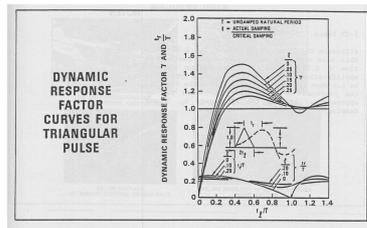


Fig. 1.11

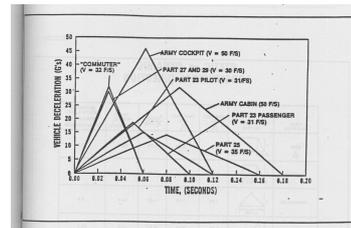


Fig. 1.12

**STATIC vs. DYNAMIC  
LONGITUDINAL DIRECTION**

PULSE CONDITION	PLANE SHOWN	PERIOD $T_n$	DRIFT $\Delta$	STATIC $F_{st}$	PERIOD $T_n$ FOR $F_{st}$	PERIOD $T_n$ FOR $F_{dyn}$	PERCENTAGE $F_{dyn}$ TO $F_{st}$
STEP		1.75	1.80	1.70	18.0	8.3	
TRAPEZOID		1.80	1.41	1.80	14.4	8.0	
TRIANGULAR		1.20	1.12	1.33	12.0	8.3	
TRIANGULAR		2.70	0.83	0.77	7.0	11.0	

27-2

Fig. 1.13

### 1.3. NORMATIVA AERONAUTICA

Una misura dell'efficacia del programma di crashworthiness della **Federal Aviation Administration** (FAA) è rappresentata dal numero di pubblicazioni di normative in materia di adempimento della sicurezza dei voli rilasciate negli ultimi venti anni. Il livello di impegno nei riguardi del problema sicurezza ha permesso di raggiungere notevoli traguardi in campo di airworthiness.

I requisiti di airworthiness della parte 25 del Titolo 14 del **Code of Federal Regulations** (14 CFR) per gli aeroplani di categoria da trasporto civile furono pubblicati il 3 Novembre del 1964; il primo emendamento (25-1) a tale Titolo fu pubblicato 4 mesi più tardi e fu essenzialmente incentrato sulla revisione di sicurezza della cabina. Nei successivi 38 anni ci sono stati più di 32 emendamenti in materia di crashworthiness relativamente al trasporto civile.

Inoltre negli ultimi venti anni l'FAA ha sviluppato numerose regolamentazioni, **Advisory Circulars** (AC) e **Technical Standard Orders** (TSO) volte al miglioramento della protezione dei passeggeri ed all'aumentato della sicurezza delle cabine.

In particolare con la pubblicazione dell'*Advisory Circular 21-22*, il 20 Giugno del 1985, venne descritta una vasta gamma di traumi da impatto che potevano essere considerati come dei ragionevoli *human injury criteria*, da utilizzare nella valutazione delle caratteristiche di sopravvivenza dei passeggeri in condizioni di impatto. Per quanto riguarda l'ambito della protezione degli occupanti i requisiti consolidati di vecchia data erano basati sulla resistenza statica dei sedili, dei sistemi di ritenuta e dei loro collegamenti e sulle relazioni geometriche del sedile con le sue parti interne. Ma per riproporre più accuratamente le condizioni di atterraggio di emergenza in un incidente reale vennero adottati, nel giugno del 1988, degli standard migliori per la sicurezza dei sedili da trasporto. Veniva aumentato il livello di protezione degli occupanti dei sedili durante un evento catastrofico stabilendo come requisito indispensabile la conformità ai criteri di impatto di dinamico a 16G per i sedili e i relativi sistemi di ritenuta. Venivano inoltre aumentati i fattori di carico statico di progetto e venivano aggiunti specifici *injury criteria* di impatto per testa, petto, schiena e gambe per valutare la sopravvivenza dei passeggeri.

Informazioni di conformità e regole guida applicabili ai test dinamici dei sedili sono contenute nella *Advisory Circular 25.562 (Emergency landing dynamic conditions)*, pubblicata nel Marzo del 1990 e rivista nel Giugno del 1996: vengono delineate le procedure dei test, la valutazione dei laboratori utilizzati per tali test ed i fattori basilari per determinare l'accettabilità dei test.

La *SAE* (The Engineering Society For Advancing Mobility in Land, Sea, Air and Space) fu incaricata di creare un nuovo *Aerospace Standard* (AS) per i test dinamici dei sedili, ne risultò la pubblicazione dell'AS 8049 a cui si fa riferimento nel TSO-C127, pubblicato nel Marzo del 1992 e rivisto nell'Agosto del 1998, che stabilisce gli standard minimi di performance per l'intero sistema di seduta (sedile, relativo vincolo al pavimento e cinture di sicurezza) per ogni categoria di aereo.

I dati provenienti dai sensori installati all'interno degli ATD, utilizzati nei test dinamici dei sedili, registrati durante l'impatto devono risultare al disotto dei valori massimi sopportabili dal corpo umano. Il metodo per valutare il possibile danno alla testa è noto come *Head Injury Criteria* (HIC) ed è lo stesso metodo usato dall'industria automobilistica. Un accelerometro installato nella testa del manichino registra le accelerazioni durante l'impatto che vengono, grazie ad un computer,

elaborate per determinare il valore di HIC: l'accelerazione risultante al centro di gravità della testa deve essere tale che l'equazione seguente

$$HIC = \max \left[ \frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} a(t) dt \right]^{2.5} (t_2 - t_1) \quad \text{e 1-1}$$

non deve superare 1.000, dove “a” è l'accelerazione risultante espressa come multiplo di G, e  $t_1$  e  $t_2$  sono due periodi di tempo durante il crash separati da un intervallo non superiore a 36 ms.

### 1.3.1. Laboratori dinamici

Per svolgere questi test dinamici sui sedili aeronautici, presso le principali industrie aeronautiche e ovviamente presso la GEVEN s.r.l. di San Sebastiano al Vesuvio (NA), si è gradualmente sviluppato un laboratorio di crash, che ha acquistato attrezzature ed esperienze in tutti i settori. Tale laboratorio è dotato di un sistema che ha le caratteristiche di una fionda: una piattaforma relativamente grande viene lanciata lungo i binari di una slitta fino a raggiungere una determinata velocità e al termine della sua corsa un innovativo sistema di decelerazione è in grado di frenare la piattaforma stessa con un profilo di decelerazione programmabile (fig 1.3).

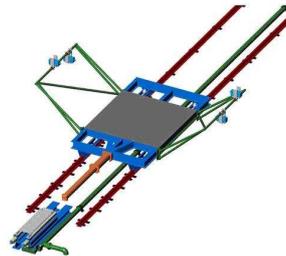
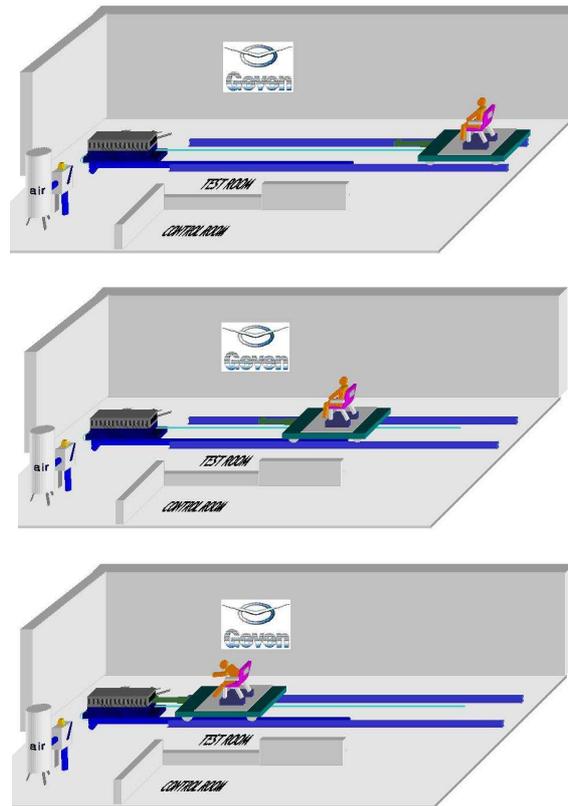


Fig. 1-14

La seguente sequenza illustra schematicamente un tipico test dinamico:



**Fig. 1-15**

Prove tipiche effettuate con tale dispositivo sono quelle di omologazione dei sedili degli aeroplani da trasporto, per le quali si installano sulla piattaforma una singola fila di sedili (fig ?) o due file di sedili, per un totale di 3+3 o di 4+4 posti.



**Fig. 1-16**

Il laboratorio è inoltre dotato di manichini antropometrici (oggi possiede 6 manichini Hybrid II). Tutto questo ha portato a sviluppare un'importante capacità ed esperienza, ed ha richiesto parallelamente anche l'acquisizione di software, in particolare il pacchetto per l'analisi dinamica e statica della MSC Software,

(MSC.Patran, MSC.Nastran e MSC.Dytran), per prevedere con il calcolatore il risultato di una prova prima di eseguirla. Ciò è molto utile perché può permettere di ridurre notevolmente il numero di prove necessarie per arrivare ad un progetto che superi i requisiti richiesti dalle norme e sia perciò omologabile. Infatti, il superamento delle prove è in genere difficile e le prove sono costose; la disponibilità di adeguati software di simulazione e naturalmente l'esperienza nell'uso di questi permette di avvicinare notevolmente il progetto al soddisfacimento dei requisiti, riducendo le prove al più alla sola omologazione.

L'uso sinergico della simulazione numerica con le prove sperimentali può rivelarsi come lo strumento vincente per giungere a dei risultati egregi nel campo della progettazione dei sedili aeronautici.

Il presente lavoro di tesi è incentrato proprio sullo studio di una possibile metodologia di utilizzo delle simulazioni numeriche dinamiche, effettuate con il software MSC Dytran, che comprenda la valutazione delle diverse variabili che intervengono nell'ambito dei test dinamici a 16g sulle poltrone aeronautiche.

### 1.3.2. Dynamic Qualification Tests

Questo paragrafo è un sunto del paragrafo 5.3 della SAE AS8049 rev.A datata settembre 1997 nel quale viene descritta la procedura che deve essere seguita ed i criteri che durante devono essere soddisfatti affinché un test dinamico di impatto soddisfi i requisiti della “normativa 16g”.

In particolare la nostra attenzione si è focalizzata sulla disposizione delle poltrone durante i test (la cosiddetta “attrezzatura”) e sull'impulso a 16g appunto che il sistema di frenata deve imporre alla slitta e conseguentemente agli attacchi della poltrona; questo perché obiettivo delle simulazioni effettuate durante questo primo anno di corso e di quelle che verranno nel proseguo è definire, in maniera quantomeno parziale, le modalità con le quali è possibile modellare particolari e assieme del “sistema poltrona”.

La struttura descritta nel paragrafo precedente reputata alla effettuazione del test dinamico 16g deve essere in grado di imporre al test article durante il test i carichi inerziali indicati nella figura che segue:

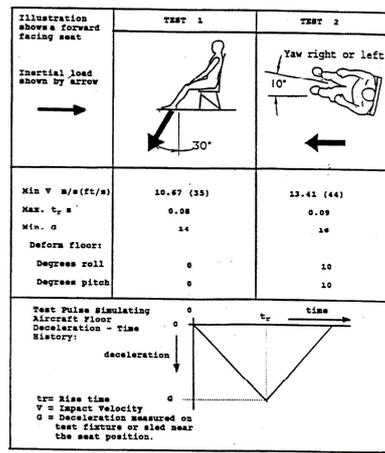


Fig. 1-17

Di seguito si riportano alcune immagini che, allo stesso modo consentono di comprendere la dinamica con cui avviene il test e la distribuzione dei carichi durante lo stesso:

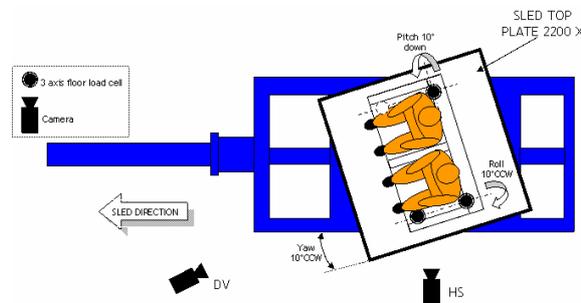


Fig. 1-18

Si è voluto riportare esclusivamente il caso del test “forward” indicato come test 2 nella figura precedente, poiché solo questo tipo di test è stato simulato al Dytran.

Come già detto in precedenza non si descrive quella che è l’attrezzatura del test (così come viene effettuata regolarmente nel Dynamic Test Lab. presso gli stabilimenti della Geven s.r.l.) poiché tale fase non è stata dovutamente affrontata: certo è che la facility di test, il cui “funzionamento” si può intuire dalla figura precedente, è in grado di riprodurre perfettamente i carichi di inerzia che la normativa richiede vengano applicate alla poltrona durante il test.

A tal proposito, nelle disposizioni della *SAE* si fa riferimento ad un tipico profilo della decelerazione a triangolo, da imporre nei punti di aggancio del sedile alla slitta,

per il quale vengono elencati una serie di criteri che ne definiscono in modo univoco le caratteristiche.

Nella figura riportata di seguito sono riportate, a sinistra un andamento tipico di un impulso tipico registrabile durante una prova e riportato sulla *SAE*, a destra, quello che in un generico test dinamico viene realmente rilevato

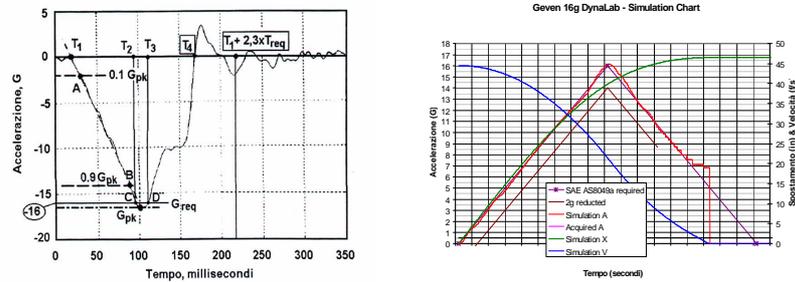


Fig. 1-19

Ebbene, da tali figure risulta evidente che l'impulso di carico a forma triangolare viene perfettamente (a meno del segno) applicato negli attacchi delle poltrone durante il test sia in termini di intensità (16g) che in termini di durata;

Il sistema di decelerazione, necessario affinché sia possibile ottenere in corrispondenza degli attacchi il profilo su indicato, è progettato in modo tale da mantenere l'accelerazione della slitta al di sotto di 0,5G e contemporaneamente in modo da aver accelerazione nulla nell'ultimissimo tratto prima dell'impatto. Tale sistema (fig 1.9), come detto, è un deceleratore programmabile che utilizza dei tondini di acciaio dolce come assorbitori di energia per frenare la slitta e il software con essa fornito permette di stabilire lo schema, il numero e la lunghezza dei tondini che è necessario collocare nel deceleratore per ottenere quello specifico profilo di decelerazione in corrispondenza di quello specifico peso.



Fig. 1-20

Si rimanda comunque ad una fase successiva la descrizione di come ciò sia possibile, di quali strumenti vengono utilizzati per effettuare le rilevazioni riportate, dall'algoritmo utilizzato per il filtraggio dei dati etc..). Preme sin d'ora sottolineare che l'andamento triangolare riportato è stato, utilizzando il "Large Mass Method" (appendice II), si è riusciti ad applicare lo stesso tipo di carico alla struttura, riprodotto perfettamente

## **1.4. ASSORBIMENTO ENERGETICO**

### **1.4.1. Sicurezza nelle strutture**

La realizzazione di un buon progetto a *crashworthiness*, come già detto, si basa sul perseguimento dei seguenti obiettivi:

1. dissipare in maniera controllata l'energia cinetica dell'impatto
2. preservare dal collasso un volume sicuro per gli occupanti
3. minimizzare forze e accelerazioni che si scaricano sui passeggeri

Un crash di solito inizia con la semplice deformazione di pochi elementi, ma, quasi sempre, soprattutto nel caso di impatti ad alta energia, si conclude con un complesso coinvolgimento di tutta la struttura.

La ricerca si è comunque concentrata sull'analisi della frattura di componenti elementari soggetti a carico assiale e flessionale, che rappresentano i modi di sollecitazione a maggiore percentuale di energia assorbita. Le caratteristiche prestazionali degli elementi studiati, sotto l'effetto di tali carichi, sono state utilizzate nella formulazione di modelli teorici analitici e di codici agli elementi finiti. Le prove sperimentali di impatto si rivelano costose e complicate, per cui diventa strategico servirsi dell'ausilio del calcolatore per la simulazione dell'evento, grazie allo sviluppo di una metodologia generalizzabile e più facile da applicare in caso di differenti condizioni di prova e di modelli diversi.

In letteratura si sprecano gli articoli che descrivono come, nelle prove sperimentali di impatto, strutture elementari di forma tubolare, che normalmente compongono lo scheletro protettivo delle celle abitacolo dei veicoli e degli aerei, possano resistere ad urti improvvisi e non collassare in maniera catastrofica, assorbendo l'energia dell'impatto attraverso la loro deformazione plastica. E' stato

proprio lo studio del comportamento strutturale di elementi semplici a parete sottile soggetti a carichi impulsivi, a favorire la comprensione di fenomeni di impatto.

Il primo a proporre una soluzione strutturale per la protezione dei passeggeri degli autobus di linea fu Fay, nella seconda metà del diciannovesimo secolo, suggerendo di sfruttare il bagagliaio sottostante il pavimento per assorbire l'energia dell'urto in caso di collisione. La ricerca ebbe ufficialmente inizio con gli studi sistematici sull'assorbimento energetico di Pugley, Macaulay e Redwood nel campo ferroviario.

Per meglio inquadrare il problema dell'impatto tra corpi si rimanda alla relativa appendice nella quale vengono brevemente illustrati gli aspetti teorici del fenomeno.

### 1.4.2. Assorbitori metallici elementari: i tubi

Nel seguito si riportano alcune immagini rappresentative del comportamento dei più elementari assorbitori metallici e, cioè, i tubi. Lo studio riportato nei prossimi capitoli si riferisce a tipologie di assorbitori differenti da queste: i tubi sono stati riportati solo perché rappresentativi di una comune classe di strumenti di assorbimento di energia.

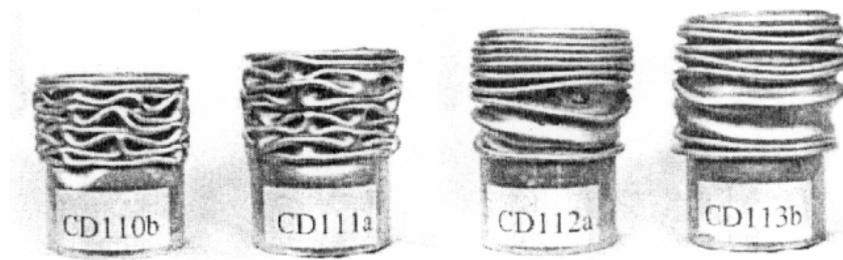


Fig. 1-21



Fig. 1-22

### 1.4.3. Caratteristiche di un assorbitore

I criteri di valutazione della capacità di assorbire energia da parte di un dispositivo deformabile si basano sulla curva forza-deflessione e sull'energia assorbita (l'area sottesa dalla curva  $\tilde{P}$ ), sono esprimibili attraverso una serie di parametri che misurano l'efficienza dell'assorbitore stesso:

l'energia specifica:  $ES = E_{assorbita} / massa$  [kj/kg] è l'energia per unità di massa, il rapporto tra l'energia totale assorbita dal provino e la massa complessiva del provino stesso. Densità di dissipazione energetica:  $VE = Vu/Vt$  è l'efficienza volumetrica, il rapporto tra il volume della parte schiacciata del provino che ha assorbito energia e il volume totale prima dell'impatto. Crushing stress [Mpa]:

$$\sigma_{cr} = \frac{F_{avg}}{A_0} \quad \text{e 1-2}$$

è il rapporto tra la forza media di crush e l'area della sezione originaria del provino, deve avere valori alti per smorzare carichi violenti. Efficienza della forza di crush  $AE =$

$$AE = \frac{F_{avg}}{F_{max}} \quad \text{e 1-3}$$

rappresenta il rapporto tra i valori, calcolati nell'intervallo  $[0, d]$ , della forza media di crushing e della forza di picco massimo, che si manifesta di norma all'inizio del contatto. E' espresso in valori percentuali e non raggiunge mai il 100%.

Efficienza di stroke :

$$S_e = \frac{l}{d} \quad \text{e 1-4}$$

è il rapporto tra l'abbassamento subito dal provino e la lunghezza iniziale del provino. In figura 1.30 è rappresentato il provino prima e dopo lo schiacciamento.

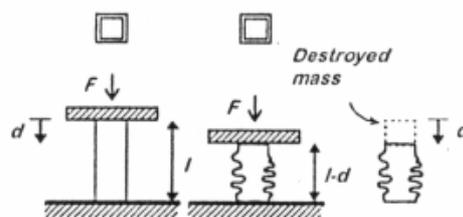


Fig. 1-23

$l$  è la sua lunghezza iniziale  $d$  è l'accorciamento subito dopo l'impatto e  $F$  è la forza di crush. Un elemento strutturale mostra buone capacità di assorbimento energetico in corrispondenza del massimo valore del rapporto tra l'energia assorbita e la forza massima di crush, questa proprietà viene evidenziata dall'efficienza totale di crush  $TE$ . I grafici seguenti chiariscono il significato dei parametri introdotti :

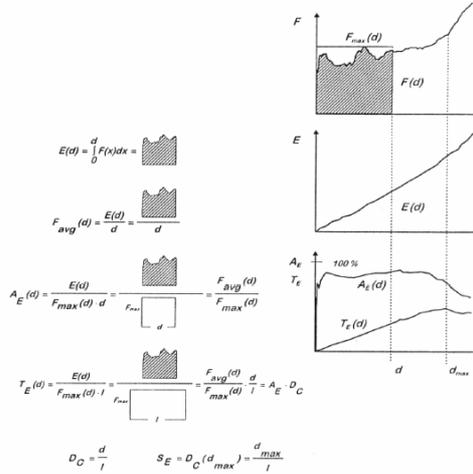


Fig. 1-24

dove  $DC$  è la deformazione relativa,  $d_{max}$  rappresenta lo schiacciamento in corrispondenza del massimo valore dell'efficienza totale  $TE$ .

## 1.5. CENNI SUI MATERIALI COMPOSITI

Nelle applicazioni aerospaziali gli ottimi requisiti di leggerezza, alta resistenza specifica, buona rigidezza, flessibilità di progetto, resistenza alle alte temperature tipiche del rientro nell'atmosfera hanno ampiamente giustificato il largo utilizzo di strutture in materiale composito, dove il processo di microframmentazione è ben controllato.

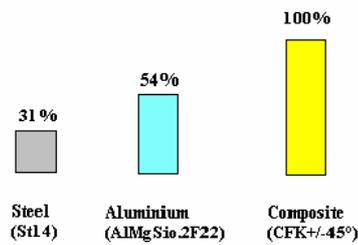


Fig. 1-25

Nei compositi può manifestarsi per deformazione plastica, come buckling locale; per taglio trasversale, ossia frattura delle lamine piegate e crescita di crack interlaminari e intralaminari; e, infine, per flessione delle lamine; tutti modi che, però, non permettono di prevedere con discreta affidabilità l'evoluzione della risposta dell'elemento deformabile.

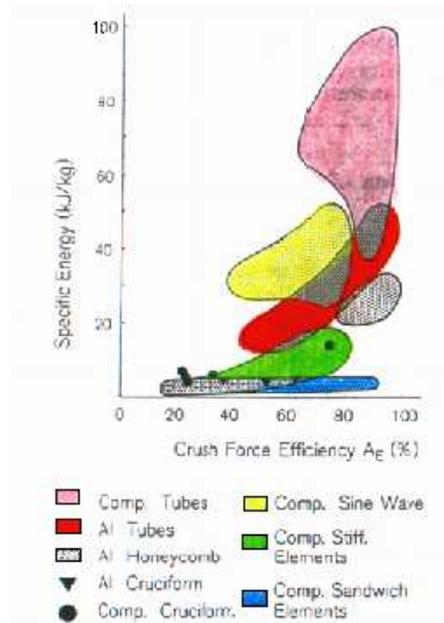


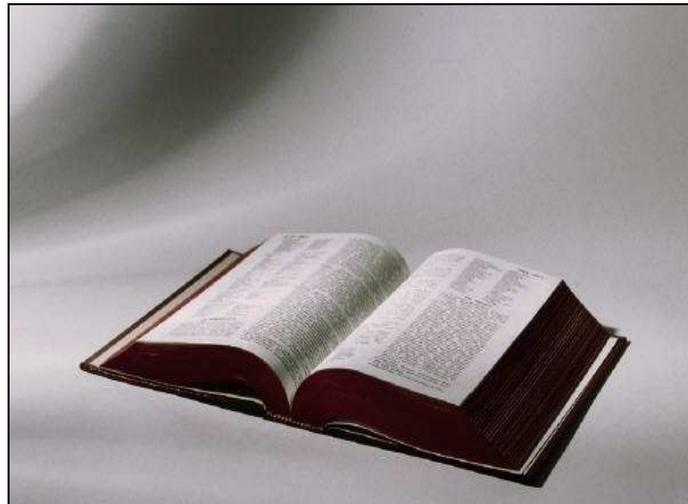
Fig. 1-26

L'uso di compositi avanzati nell'intera struttura ha comunque rivelato una capacità di assorbimento energetico molto più alta di quella posseduta dalla struttura stessa realizzata in metallo, come è ben evidenziato nelle fig. 1-32 e 1-33, per le elevate proprietà di rigidità e resistenza all'impatto e alla fatica che caratterizzano siffatti materiali. Si rimanda a testi specializzati per un ulteriore approfondimento della risposta strutturale dei compositi, poiché non è oggetto di interesse nel presente contesto.

---

## ***2. PARTE TEORICA***

---



## 2.1. STRUTTURE CON NON LINEARITÀ GEOMETRICHE

In questo capitolo verranno discusse alcune delle possibili non linearità geometriche che possono intervenire nelle condizioni in esame ed, in particolare, grandi deformazioni, grandi deflessioni, “stress stiffening”, “pressure load stiffening” e “spin softening”. Il caso della analisi di buckling, con tutto ciò che questa comporta, è stato volontariamente escluso da questo capitolo.

Le non linearità Geometriche si riferiscono a quelle non linearità nella struttura o nei suoi componenti che sono conseguenza del cambiamento della geometria dovuta alla deflessione. In questo modo la rigidezza  $[K]$  risulta essere una funzione dello spostamento  $\{u\}$ . La rigidezza cambia perché cambiano le forme del componente o della struttura ed il materiale stesso ruota.

Quattro tipi di non linearità verranno valutate:

1. *Grandi Deformazioni*: mediante la quale le deformazioni appunto non vengono considerate più infinitesime ma finite. Cambiamenti di forma (area, spessori, etc...) sono anch'essi valutati. Deflessioni e rotazioni possono essere arbitrariamente grandi
2. *Grandi Rotazioni*: mediante la quale le rotazioni sono elevate ma le deformazioni meccaniche (quelle per intenderci che causano stress) vengono valutate mediante espressioni lineari. La struttura si assume non vari la forma eccetto per movimenti di corpo rigido.
3. *Stress Stiffening*: mediante la quale si assume che entrambi deformazioni e rotazioni siano piccoli. Un approssimazione al primo ordine delle rotazioni viene utilizzata per simulare effetti non lineari sulle rotazioni.
4. *Spin Softening*: mediante la quale ancora deformazioni e rotazioni sono piccoli. Questa opzione valuta il movimento radiale della massa strutturale del corpo quando soggetta ad una velocità angolare. Perciò tale teoria contempla grandi deformazioni ma rotazioni ridotte (tale caso non verrà esaminato vista la non applicabilità ai casi allo studio).

Tali tipologie di non linearità sono state considerate tra quelle di maggior

interesse per le applicazioni in esame. Le descrizioni che seguono hanno solo un carattere generico; si rimanda ai testi riportati in bibliografia per un approfondimento della implementazione di tali metodologie.

### 2.1.1. Grandi Deformazioni

#### Teoria

Quando le deformazioni in un materiale eccedono una piccola percentuale il cambiamento della geometria che ne consegue non può più essere trascurato.

La teoria sulla quale si basa questa tipologia di non linearità geometrica può essere identificata definendo una piccola serie di grandezze (movimenti e deformazioni) e le corrispondenti relazioni matematiche. Come è noto la applicazione di carichi su una struttura la rendono capace di muoversi da una posizione ad un'altra. Questo movimento può essere studiato analizzando il vettore posizione nella configurazione "deformata" ( $\{x\}$ ) e "indeformata" ( $\{X\}$ ).

$$\{u\} = \{x\} - \{X\} \tag{e 2-1}$$

Dove  $\{u\}$  è il vettore spostamento

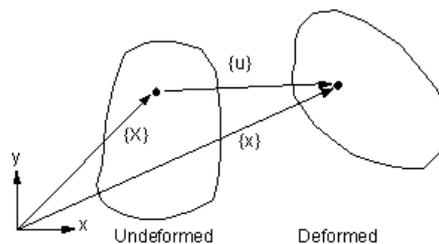


Fig. 2-1

Il gradiente di deformazione è definito come

$$[F] = \frac{\partial \{x\}}{\partial \{X\}} \tag{e 2-2}$$

Il quale può essere riscritto in termini di spostamento grazie alla e 2-1.

$$[F] = [I] + \frac{\partial \{u\}}{\partial \{X\}} \tag{e 2-3}$$

Dove  $I$  è la matrice identica.

Il Gradiente di Deformazione  $[F]$  racchiude il cambiamento di volume, la

rotazione ed il cambiamento di forma del corpo. Il cambiamento di volume in un punto è

$$\frac{dV}{dV_0} = \det[F] \quad \text{e 2-4}$$

Dove  $V_0$  è il Volume originale,  $V$  è quello attuale e  $\det$  è il determinante della matrice. Utilizzando il teorema di decomposizione polare il gradiente di deformazione può essere separato in un termine rotazionale ed uno di cambiamento di forma.

$$[F] = [R][U] \quad \text{e 2-5}$$

Dove  $R$  è la matrice di rotazione e  $U$  è la matrice di cambiamento di forma (o di stretch). Una volta nota la matrice di stretch la deformazione di Hencky è definita come

$$[\varepsilon] = \ln[U] \quad \text{e 2-6}$$

Poiché  $U$  è una matrice l'equazione 2-6 è risolvibile attraverso la decomposizione spettrale di  $U$

$$[\varepsilon] = \sum_{i=1}^3 \ln \lambda_i \{e_i\} \{e_i\}^T \quad \text{e 2-7}$$

Dove  $\lambda_i$  sono gli autovalori di  $U$  (allungamenti principali) e  $\{e_i\}$  sono gli autovettori (direzioni principali). Il teorema di decomposizione polare (e 2-5) estrae una rotazione  $R$  che rappresenta la rotazione media del materiale in un punto. Le linee di materiale che inizialmente sono lineari generalmente non lo rimangono a causa dello shear. La decomposizione polare di questa deformazione tuttavia indicherà che questi rimarranno ortogonali. Per questa ragione, il comportamento non-isotropico dovrebbe essere usato con cura con grandi deformazioni, specialmente se accade grandi deformazioni di shearing.

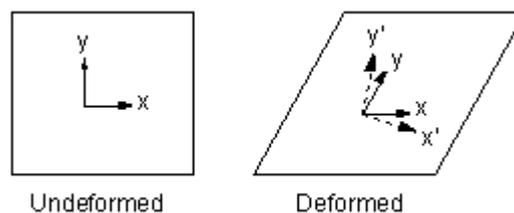


Fig. 2-2

**Formulazione degli elementi**

La matrice degli elementi ed il vettore dei carichi vengono derivate utilizzando la “Updated Lagrangian formulation”. Questa produce equazioni nella forma

$$[\bar{K}_i] \Delta u_i = \{F^{app}\} - \{F_i^{nr}\} \quad \text{e 2-8}$$

Dove la matrice  $[\bar{K}_i]$  assume la forma

$$[\bar{K}_i] = [K_i] + [S_i] \quad \text{e 2-9}$$

E  $K_i$  è la nota matrice di rigidità

$$[K_i] = \int [B_i]^T [D_i] [B_i] d(vol) \quad \text{e 2-10}$$

Dove  $B_i$  è la matrice degli spostamenti-deformazioni espressa in termini della attuale geometria  $\{X_n\}$  e  $[D_i]$  è la relativa matrice di sforzi-deformazioni. Il contributo di irrigidimento geometrico  $[S_i]$  altrimenti detto “Stress Stiffness” o “Geometric Stiffness” può essere espresso come

$$[S_i] = \int [G_i]^T [\tau_i] [G_i] d(vol) \quad \text{e 2-11}$$

Dove  $[G_i]$  è la matrice delle derivate delle funzioni di forma e  $[\tau_i]$  è la matrice dei valori di stress  $[\sigma_i]$  espressa nel sistema di riferimento Cartesiano Globale. La forza restituita secondo Newton Raphson è

$$[F_i^{nr}] = \int [B_i]^T \{\sigma_i\} d(vol) \quad \text{e 2-12}$$

Tutti gli elementi piani (tipo shell ad esempio) che considerano valori di stress nel piano considerano cambiamenti di spessore per tenere conto dei valori di stress fuori dal piano. In pratica cambiamenti di spessore diversi lungo gli elementi piani non vengono valutati e vengono considerati esclusivamente dei cambiamenti di spessore omogenei.

**2.1.2. Grandi Rotazioni**

Tale procedura può essere utilizzata quando le rotazioni sono cospicue ma le deformazioni meccaniche che producono stress sono piccole.

**Teoria**

Per la grandi rotazioni la formulazione della teoria degli spostamenti dei punti materiali è identica a quella espressa nel caso delle grandi deformazioni a meno della formulazione della equazione e 3-6 che va sostituita con la seguente formulazione di Biot

$$[\varepsilon] = [U] - [I] \quad \text{e 2-13}$$

Dove [U] è la matrice di stretch e [I] è la matrice identica.

### **Implementazione**

I problemi di grandi rotazioni / piccole deformazioni può essere risolto utilizzando un approccio cosiddetto “corotazionale”. Le non linearità sono contenute nel legame spostamenti-deformazioni che, per l’algoritmo considerato, assume la seguente forma

$$[B_n] = [B_v][T_n] \quad \text{e 2-14}$$

Dove  $B_v$  rappresenta la forma tipica di rappresentazione dei piccoli spostamenti-deformazioni mentre  $T_n$  è la matrice di trasformazione che trasforma appunto il sistema di coordinate originale dell’elemento in quello rotazionale. I due sistemi di riferimento differiscono per la rotazione rigida.

Poiché il termine  $T_n$  è ottenuto, mediante il teorema di decomposizione, distinguendo tra rotazione rigida e deformazione la matrice di rigidezza dell’elemento assume la seguente forma:

$$[K_e] = \int_{vol} [T_n]^T [B_v]^T [D] [B_v] [T_n] d(vol) \quad \text{e 2-15}$$

E la forza “restituita” assume la seguente espressione:

$$\{F_e^{nr}\} = \int_{vol} [T_n]^T [B_v]^T [D] \{e_n^e\} d(vol) \quad \text{e 2-16}$$

E’ così possibile identificare in 3 fasi il processo di identificazione delle grandi rotazioni per ogni elemento:

1. determinare la matrice  $T_n$  aggiornata
2. determinazione degli spostamenti mediante la computazione dei valori di stress e della  $F_e^{nr}$
3. opportuno aggiornamento delle rotazioni nodali

### **Trasformazione degli elementi**

La matrice aggiornata di trasformazione  $[T_n]$  lega il sistema di coordinate locale dell’elemento con quello globale cartesiano come mostrato nella figura che

segue

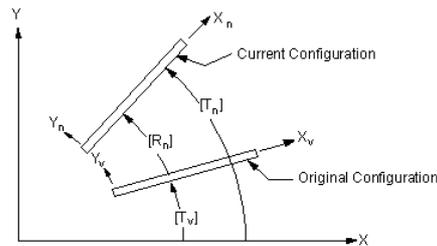


Fig. 2-3

$[T_n]$  può essere calcolata direttamente oppure la matrice di rotazione del sistema di coordinate dell'elemento  $[R_n]$  può essere calcolato e legato a  $[T_n]$  mediante la relazione

$$[T_n] = [T_v][R_n] \quad \text{e 2-17}$$

Dove  $[T_v]$  è la matrice originale di trasformazione. La  $[T_v]$  è univocamente legata al tipo di elemento coinvolto, a seconda che sia lineare, piano o solido.

*Elementi Solidi.* La  $[R_n]$  è estratta dal campo di spostamenti utilizzando il gradiente di deformazione accoppiato con il teorema di decomposizione polare.

*Elementi Shell.* La normale  $z$  all'elemento è direttamente calcolata a partire dal sistema di coordinate. In questo caso la matrice  $[R_n]$  è calcolata direttamente utilizzando, come fatto per i solidi, il gradiente di deformazione accoppiato con il teorema di decomposizione polare.

*Elementi Beam.* L'incremento di rotazione dei nodi  $\Delta u$  vengono mediati allo scopo di ricavare la rotazione dell'elemento. Questo valore e, quindi, il valore della matrice  $[R_n]$  è calcolato utilizzando Rankin e Brogan. Nei casi in cui la rotazione media dei nodi dell'elemento differisce notevolmente da quella dello stesso, il calcolo della  $[R_n]$  ne risulta degradato.

### Spostamenti Deformati

Il campo degli spostamenti può essere decomposto in una traslazione rigida, una rotazione rigida ed una componente che causa deformazioni.

$$\{u\} = \{u^r\} + \{u^d\} \quad \text{e 2-18}$$

Dove  $\{u^r\}$  rappresenta lo spostamento rigido,  $\{u^d\}$  lo spostamento che causa deformazioni. La componente traslazionale di  $\{u^d\}$  può essere ricavato dal campo di spostamenti tramite la relazione

$$\{u_t^d\} = [R_n](\{x_v\} + \{u\}) - \{x_v\} \quad \text{e 2-19}$$

Dove  $\{u_t^d\}$  rappresenta appunto la componente traslazionale di  $\{u^d\}$ ,  $\{x_v\}$  rappresenta le coordinate originali dell'elemento nel sistema di coordinate globali.

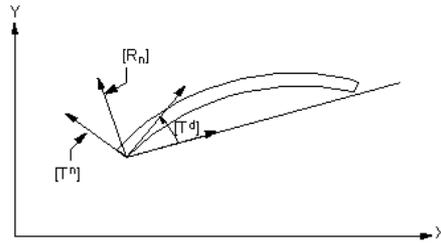


Fig. 2-4

### 2.1.3. Stress Stiffening

Lo stress stiffening può essere definito come l'irrigidimento della struttura a causa del suo stato di stress. Tale comportamento è di solito considerato per quelle strutture sottili la cui rigidezza a flessione è piccola se paragonata a quella nel piano. Per tenere conto di questi effetti aggiuntivi si procede usualmente introducendo una nuova matrice d'ora in avanti detta "stress stiffness matrix". Questa è calcolata a partire dallo stato di stress relativo alla iterazione (o all'analisi) precedente. Ciò implica che almeno due iterazioni sono necessarie per definire completamente lo stato di stress e, nel caso che ulteriori stress debbano essere valutati, ulteriori iterazioni potrebbero essere necessarie.

#### Teoria

Le equazioni del moto per casi di spostamenti-deformazioni per fibre di differente lunghezza sono derivate di seguito. Due differenti risultati sono stati ottenuti e discussi.

Si considerino gli spostamenti di una fibra prima e dopo la deformazione:

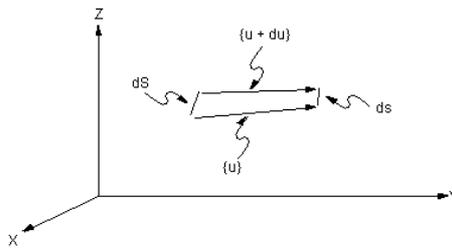


Fig. 2-5

Il moto in esame può essere calcolato mediante la seguente espressione

$$\{du\} = \begin{Bmatrix} du \\ dv \\ dw \end{Bmatrix} \quad \text{e 2-20}$$

Mediante il teorema di Pitagora è possibile ricavare che

$$ds = \sqrt{(dS + du)^2 + (dv)^2 + (dw)^2} \quad \text{e 2-21}$$

Dove l'allungamento  $\Gamma$  può essere espresso mediante la seguente espressione:

$$\Lambda = \frac{ds}{dS} = \sqrt{\left(1 + \frac{du}{dS}\right)^2 + \left(\frac{dv}{dS}\right)^2 + \left(\frac{dw}{dS}\right)^2} \quad \text{e 2-22}$$

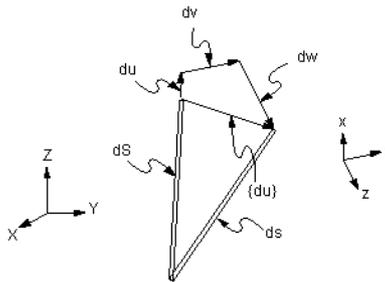


Fig. 2-6

E, quindi, grazie al teorema del binomio e approssimando laddove possibile i termini di ordine superiore si ha

$$\Lambda = \sqrt{1 + 2\frac{\partial u}{\partial x} + \left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial x}\right)^2} \quad \text{e 2-23}$$

$$\Lambda = \sqrt{1 + 2\frac{\partial u}{\partial x} + \left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial x}\right)^2} \quad \text{e 2-24}$$

$$\sqrt{1 + A} = 1 + \frac{A}{2} - \frac{A^2}{8} + \frac{A^3}{16} \dots \quad \text{e 2-25}$$

$$\Lambda = 1 + \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{2} \left( \left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial x}\right)^2 \right) \quad \text{e 2-26}$$

$$\varepsilon_x = \Lambda - 1 = \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{2} \left( \left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial x}\right)^2 \right) \quad \text{e 2-27}$$

$$\Lambda = 1 + \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{2} \left( \left(\frac{\partial v}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial x}\right)^2 \right) \quad \text{e 2-28}$$

$$\varepsilon_x = \Lambda - 1 = \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{2} \left( \left(\frac{\partial v}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial x}\right)^2 \right) \quad \text{e 2-29}$$

Per molti elementi 2D e 3D la e 2-25 è più conveniente della e 2-28; l'errore associato con la successiva approssimazione della espressione delle deformazioni dipende da quanto ci si allontana dalla ipotesi di piccole deformazioni. Per elementi 1D e 2D l'ultima espressione è invece la più utilizzata.

## 2.2. STRUTTURE CON NON LINEARITÀ DEI MATERIALI

### 2.2.1. Introduzione

Questo capitolo discute le non linearità strutturali dei materiali di tipo plasticizzazione, creep, elasticità non lineare, iperelastività, viscoelasticità e "concrete". Ovviamente queste tipologie di comportamento non lineare di un materiale non sono le uniche esistenti: sono però quelle che sono state ritenute più inerenti alle problematiche di interesse.

La non linearità dei materiali è causata dal legame non lineare appunto che

intercorre tra lo stato di stress e quello di strain: in altre parole lo stress può essere rappresentato come una funzione non lineare dello strain. Il valore di stress dipende (escluso per i casi di elasticità non lineare ed iperlasticità) non solo dal valore di stress ma anche dalla storia dello strain.

Nel seguito verranno analizzate le seguenti tipologie di non linearità:

1. *Plasticità Rate-independent*, caratterizzata da una deformazione istantanea e irreversibile che colpisce il materiale;
2. *Plasticizzazione Rate-dependent* (anche detta viscoplasticità), caratterizzata da una deformazione irreversibile di una certa durata che colpisce il materiale;
3. *Creep*, è caratterizzata da una deformazione irreversibile che colpisce il materiale ed è Rate-dependent con una durata della dipendenza di solito maggiore di quella relativa al caso precedente;
4. *Elasticità non lineare*, caratterizzata da un legame non lineare, reversibile però, che lega stress e strain;
5. *Iperleasticità*, caratterizzata da un potenziale di energia di deformazione, particolarmente adatta alla caratterizzazione di schiume ed elastomeri;
6. *Viscoelasticità*, che caratterizza un materiale Rate-dependent che include un contributo viscoso alla deformazione elastica;
7. *Concrete*, che caratterizza materiali che evidenziano un comportamento di rottura e frattura;

### 2.2.2. Definizioni di Strain

Come è noto, nel caso di materiali lineari, il legame stress strain si esprime come segue:

$$\{\sigma\} = [D]\{\varepsilon^{el}\} \quad \text{e 2-30}$$

Dove  $\{\sigma\}$  è il vettore di stress e  $\{\sigma\} = [\sigma_x \sigma_y \sigma_z \sigma_{xy} \sigma_{yz} \sigma_{zx}]^T$ , D rappresenta la nota matrice di rigidezza e  $\{\varepsilon^{el}\} = \{\varepsilon\} - \{\varepsilon^{th}\}$  rappresenta il vettore di strain ( $\{\varepsilon\} = [\varepsilon_x \varepsilon_y \varepsilon_z \varepsilon_{xy} \varepsilon_{yz} \varepsilon_{zx}]^T$  e  $\{\varepsilon^{th}\}$  rappresenta il gradiente termico).

Di seguito si riporta una figura che può dare indicazione della convenzione utilizzata

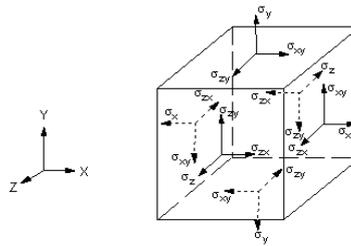


Fig. 2-7

La convenzione dei segni, come è noto, prevede i valori positivi di stress per la tensione, negativi per la compressione; il taglio è positivo quando i due assi relativi vanno l'uno verso l'altro.

Nel caso di materiali non lineari la classica espressione dello strain riportata in precedenza assume la seguente forma:

$$\{\varepsilon^{el}\} = \{\varepsilon\} - \{\varepsilon^{th}\} - \{\varepsilon^{pl}\} - \{\varepsilon^{cr}\} - \{\varepsilon^{sw}\} \quad e \ 2-31$$

Dove

$\varepsilon^{el}$  = elastic strain vector

$\varepsilon$  = total strain vector

$\varepsilon^{th}$  = thermal strain vector

$\varepsilon^{sw}$  = swelling strain vector

$\varepsilon^{cr}$  = creep strain vector

$\varepsilon^{pl}$  = plastic strain vector

Prima di passare alla descrizione dei modelli sopra riportati si introduce la definizione di “rate-dependant” e “rate-independent”: si dice “rate dependent” un materiale per il quale la corrispondenza stress strain è dipendente dalla variazione di deformazione; la seconda invece identifica una materiale che risente della variazione di questo parametro.

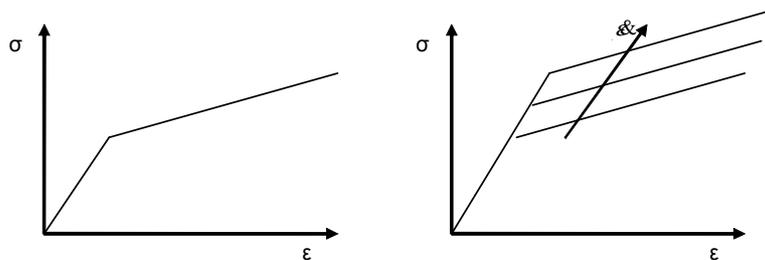


Fig. 2-8

Le risposte di questi modelli quando sottoposti a diversi regimi di strain rate sono riportate di seguito

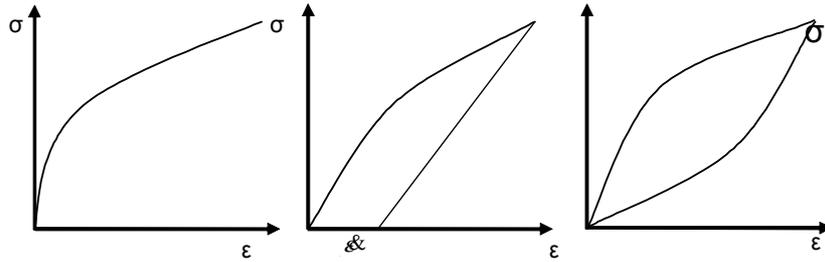


Fig. 2-9: elastic – classic plastic – elastic with microcracking

### 2.2.3. Rate-independent Plasticity

Questa tipologia di materiale è caratterizzata dalla deformazione irreversibile che occorre in un materiale una volta che un determinato valore di stress è raggiunto. Queste deformazioni si suppone si sviluppino in maniera istantanea per cui risultano essere indipendenti dal tempo.

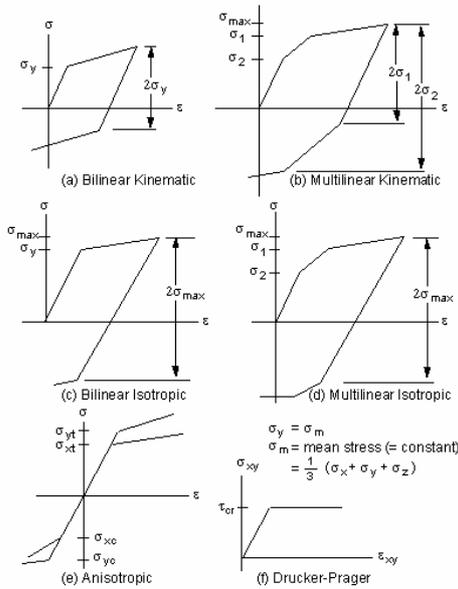


Fig. 2-10

#### Teoria

La teoria della plasticità fornisce una relazione matematica che caratterizza la risposta elastoplastica di un materiale; esistono 3 ingredienti che definiscono questa

teoria: il criterio di yield, la legge di flusso e la legge di hardening. Esse verranno discusse nel seguito.

1. *Criterio di Yield:*

tale criterio determina il valore di stress al qual lo yield inizia; nel caso di yield a più componenti è possibile rappresentarli mediante un valore equivalente  $\sigma_e = f(\{\sigma\})$ . Quando tale valore è uguale a quello relativo al materiale questo esibisce deformazioni plastiche

$$f(\{\sigma\}) = \sigma_y \quad \text{e 2-32}$$

L'equazione precedente può essere graficata per rappresentare differenti caratteristiche possibili di stress-strain.

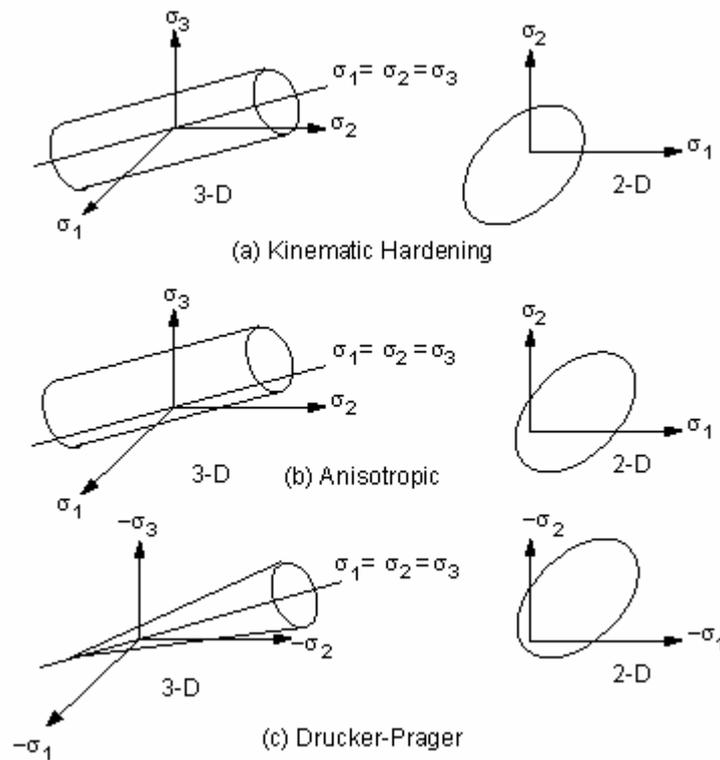


Fig. 2-11

2. *Legge di Flusso:*

la legge di flusso determina la direzione della deformazione plastica e può essere espressa come segue

$$\{d\varepsilon^p\} = \lambda \left\{ \frac{\partial Q}{\partial \sigma} \right\} \quad \text{e 2-33}$$

Dove  $\lambda$  è definito come il “plastic multiplier” e definisce la quantità di deformazione plastica, mentre  $Q$ , funzione dello stress definito dal potenziale plastico, definisce la direzione della deformazione plastica.

Se  $Q$  è la funzione di Yield la deformazione plastica interviene lungo la direzione normale alla superficie di Yield.

### 3. Legge di Hardening:

La legge di hardening regola il cambiamento della superficie di Yield a mano a mano che yield interviene: in questo modo i parametri che lo influenzano possono essere identificati. Due tipologie di hardening possono essere identificate: il “work hardening” ed il “kinematic hardening”. Nel primo caso la superficie di Yield rimane ferma e si espande solo nei suoi confini a mano a mano che interviene la plasticizzazione. Il secondo prevede invece che la superficie di Yield rimanga di forma definita e si sposti a mano a mano che interviene la plasticizzazione.

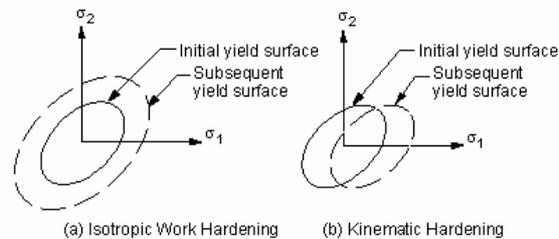


Fig. 2-12

Al fine di caratterizzare il comportamento dei materiali differenti sono le teorie in uso: nel seguito verranno molto brevemente elencate non nel dettaglio della risoluzione delle equazioni che le caratterizzano.

- a) Material Behavior Option
- b) Bilinear Isotropic Hardening
- c) Multilinear Isotropic Hardening
- d) Nonlinear Isotropic Hardening
- e) Classical Bilinear Kinematic Hardening
- f) Multilinear Kinematic Hardening
- g) Nonlinear Kinematic Hardening
- h) Anisotropic

- i) Drucker-Prager
- j) Cast Iron

#### 2.2.4. Plasticizzazione “Rate-dependent”

La plasticizzazione Rate-dependent descrive la regola di flusso di materiali che dipende dal tempo. La deformazione di materiali si assume sia una funzione dello strain rate; una importante classe di materiali per i quali si applica questa teoria sono i metalli nel momento in cui si vuole simulare il comportamento di questi quando sottoposti a metal forming o forgiatura (creep ad alta temperatura). Il Creep si definisce come la caratteristica di un materiale di deformarsi sotto un carico nel tempo tale che esso allevi lo stress; il creep è anche funzione della temperatura.

E' importante sottolineare che, in realtà, per metalli, è stato riconosciuto che la nozione della rate independent di risposta di plastica è solamente un'approssimazione conveniente a temperatura bassa. Anche se in realtà il flusso di plasticizzazione dovuto a dislocazioni anche a temperatura bassa non è veramente percentuale-indipendente, l'uso di questi modelli è piuttosto comune.

#### 2.2.5. Gasket Material

Le guarnizione (anche dette gasket) sono componenti essenziali poiché fanno da riempitivi nella maggior parte di giunture strutturali. Tali guarnizioni così come i componenti sigillanti sono molto comuni tra componenti strutturali molto sottili come acciaio, gomma e compositi. Da un punto di vista di meccanico le guarnizioni agiscono per trasferire la forza tra diversi componenti. Il materiale di cui è composta una guarnizione è di solito sottoposto a compressione.

Questi materiali sottoposti compressione esibiscono alti valori di non linearità. Di particolare interesse è il complesso comportamento di carico/scarico. La deformazione primaria di una guarnizione è confinata di solito alla direzione dello spessore. Il contributo di rigidità da membrana (in-piano) e shear strength è più piccola, ed è trascurato.

L'immagine che segue mostra il tipico comportamento di un materiale gommoso quando sottoposto a cicli di carico-scarico allo scopo di determinare la rigidità di scarico del provino.

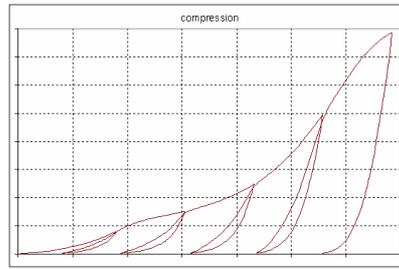


Fig. 2-13

### 2.2.6. Elasticità non lineare

Il modello di elasticità non lineare è un modello teorico che prova a definire tutti quei materiali che possono identificarsi in un comportamento intermedio tra quello elastico e quello plastico. Non essendoci plasticizzazione in questo caso non è possibile identificare deformazioni residue.

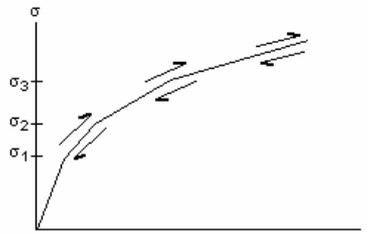


Fig. 2-14

### 2.2.7. Iperelasticità

L'iperelasticità (o "Hyperelasticity") si riferisce a materiali che possono sperimentare un grande sforzo elastico che è recuperabile. Rientrano in questa categoria le gomme (intese anche come schiume e policarbonati) e molti altri materiali di origine polimerica.

Il comportamento costitutivo di materiali iperelastici è dedotto dal potenziale di energia di deformazione. Materiali iperelastici sono generalmente poco compressibili; questo in genere sfocia nella assunzione di incompressibilità.

I modelli di materiale iperelastico assumono che la risposta del materiale è isotropia e isoterma: ciò consente di esprimere il potenziale di energia di deformazione in termini di invarianti di deformazione ('strain

invariants') o rapporti principali di allungamento ('principal stretch ratios'); inoltre si assume in genere l'isotropia e l'incompressibilità di tali materiali.

La definizione e l'identificazione del comportamento di questa classe di materiali, anche da un punto di vista numerico, ha un notevole interesse nelle applicazioni allo studio: per poltrone di classe economica l'80% circa delle parti non strutturali è costituita da materiali quali policarbonati, poliuretani rigidi e non, materiali plastici e schiume.

Seppure, come detto, i componenti costituiti da questi materiali non danno contributo strutturale, essi incidono notevolmente quando si vanno a studiare problemi di HIC, quando cioè si trovano nella zona di impatto di manichini e ne determinano le accelerazioni trasmesse (di questi argomenti si discuterà abbondantemente nel seguito).

### 2.2.8. Viscoelasticità

Si dice che un materiale sia viscoelastico, se esibisce una componente elastica (recuperabile) così come una viscosa (non-recuperabile). Se caricato tale materiale esprime una deformazione elastica istantanea mentre la parte viscosa interviene nel tempo.

Questo modello di materiale non ricade nelle immediate applicazioni di nostro interesse perchè dipinge il comportamento di deformazione di materiali vetrosi o simili e può simulare successive sequenze raffreddamento e riscaldamento di tale materiale.

Questi materiali a temperature alte si trasformano in fluidi viscosi ed a temperature basse si comportano come solidi. Inoltre, il materiale è ristretto per essere termoreologico semplice (TRS) il che presume che la risposta del materiale ad un carico ad una temperatura alta per una durata corta è identico a quella ad una temperatura più bassa ma su una durata più lunga.

### 2.2.9. Concrete

Ancora di minore interesse, ma qui brevemente riportato per completezza, è il modello 'concrete' che predice la failure di materiali fragili. Sia il caso della rottura che della frattura possono essere contemplati.

Il modello di failure di un materiale di tipo concrete dovuto ad uno stato di stress multiassiale può essere espresso nella forma:

$$\frac{F}{f_c} - S \geq 0 \quad \text{e 2-34}$$

Dove  $F$  è una funzione dello stato di stress ( $\sigma_{xp}$ ,  $\sigma_{yp}$ ,  $\sigma_{zp}$ ),  $S$  è la superficie di failure espressa da 5 parametri  $f_t$ ,  $f_c$ ,  $f_{cb}$ ,  $f_1$  and  $f_2$  ed  $f_c$  è la rigidezza al crash monoassiale.

## 2.3. MODELLI NON LINEARI

### 2.3.1. Introduzione

Questo capitolo ha lo scopo di discutere i modelli numerici utilizzabili per simulare il comportamento non lineare dei materiali metallici e non metallici di interesse.

I modelli riportati di seguito rappresentano una parte di quelli utilizzabili con i moderni software di analisi e simulazioni non lineari: quelli più comuni saranno di seguito brevemente descritti.

### 2.3.2. Yield Models

I modelli di Yield possono essere utilizzati per modellare materiali il cui comportamento può essere correttamente simulato come elastico, perfettamente plastico, bilineare elastoplastico o idrodinamico (stress di yield nullo). Quei modelli che non rientrano negli interessi di questo lavoro di tesi verranno solamente brevemente definiti.

**Modello di Yield idrodinamico:** Questo modello dovrebbe essere utilizzato per quei fluidi che non hanno rigidità a taglio e, quindi sono idrodinamici.

**Modello di Yield di Von Mises:** Questo modello prevede la possibilità di definire lo yield stress e il modulo di hardening a partire dalla definizione della funzione stress strain (tipicamente lineare). Con elementi solidi (sia di tipo Lagrangiano che Euleriano) solo il comportamento elastico, perfettamente plastico può essere utilizzato.

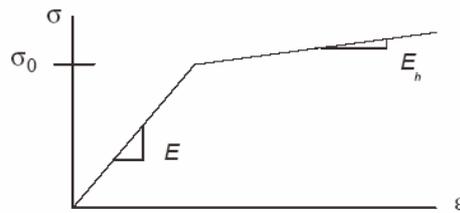


Fig. 2-15

In cui lo yield stress  $\sigma_y$  è espresso da

$$\sigma_y = \sigma_0 + \frac{EE_h}{E - E_h} \epsilon_p \quad \text{e 2-35}$$

Dove  $\sigma_0$  è lo yield stress,  $E$  è il modulo di Young,  $E_h$  è il modulo di hardening,  $\epsilon_p$  è il valore di deformazione plastica equivalente.

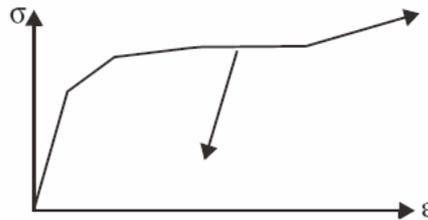


Fig. 2-16

**Modello di Yield di Johnson-Cook:** in questo modello lo yield stress è espresso come una funzione della deformazione plastica, dello strain rate e della temperatura nel modo che segue:

$$\sigma_y = (A + B\epsilon_p^n)(1 + C \ln(\dot{\epsilon}/\dot{\epsilon}_0))(1 - T^{*m}) \quad \text{e 2-36}$$

Dove

$$T^* = (T - T_r) / (T_m - T_r)$$

$\dot{\epsilon}$  = strain rate effettivo

$\dot{\epsilon}_0$  = strain rate di riferimento

$T$  = temperatura

$T_r$  =  $T$  di riferimento

$T_m$  =  $T$  di fusione

$A, B,$

$n, C$  ed  $m$  = costanti

**Modello di Yield di Tanimura-Mimura:** è un modello analogo al precedente in termini delle variabili da cui dipende lo yield stress che però sono legate dalla seguente relazione:

$$\sigma_y = \left[ A + B\varepsilon_p + (C + D\varepsilon_p) \left( 1 - \frac{A + B\varepsilon_p}{\sigma_{cr}} \right) \ln \left( \frac{\dot{\varepsilon}}{\dot{\varepsilon}_s} \right) \right] (1 - T^{*m}) + E \left( \frac{\dot{\varepsilon}}{\dot{\varepsilon}_0} \right)^k \quad \text{e 2-37}$$

Nel quale compaiono le nuove variabili  $\dot{\varepsilon}_s$  (strain rate quasi statico) e  $\sigma_{cr}$  è lo yield critico.

**Modello di Yield di Zerilli Armstrong:** mediante questo modello è possibile distinguere il comportamento dello yield stress per materiali con formazione cellulare Fcc (cubico a facce centrate, ferro e acciaio) e Bcc (cubico a corpi centrati, alluminio e leghe)

$$\sigma_y = (A + B\varepsilon_p^n) e^{\left[ -mT + C \ln \left( \frac{\dot{\varepsilon}}{\dot{\varepsilon}_0} \right) \right]} \quad \text{for Fcc metals} \quad \text{e 2-38}$$

$$\sigma_y = (A + B\varepsilon_p^n) + D e^{\left( -mT + C \ln \left( \frac{\dot{\varepsilon}}{\dot{\varepsilon}_0} \right) \right)} \quad \text{for Bcc metals}$$

**Modello di Yield secondo la legge del rapporto di potenza:** in questo modello lo yield stress è espresso come una funzione della deformazione plastica e dello strain nel modo che segue:

$$\sigma_y = \text{MAX}(C, A + B\varepsilon_p^n \dot{\varepsilon}^m) \quad \text{e 2-39}$$

**Modello di Yield polinomiale:** in questo modello lo yield stress è espresso come una funzione della deformazione plastica nel modo che segue:

$$\sigma_y = \text{MIN}(\sigma_{max}, A + B\varepsilon_p + C\varepsilon_p^2 + D\varepsilon_p^3 + E\varepsilon_p^4 + F\varepsilon_p^5) \quad \text{e 2-40}$$

### 2.3.3. Rottura di Materiali

La failure è una delle principali e più critiche caratteristiche che occorre definire per i materiali non lineari. Quando un criterio di rottura è definito e superato, il materiale se sottoposto a valori di carico tali da rispettare questo criterio determinano l'incapacità dello stesso di continuare a sopportare il carico applicato. In un modello agli elementi finiti ciò corrisponde a dire che questo non è in grado di sopportare alcuno ulteriore stress. Il valore del tensore di stress è nullo e l'elemento "scompare" dalla struttura del modello. La failure può essere generata mediante differenti tipologie di modelli.

**Modello di massima deformazione plastica:** è uno dei modelli più comuni

dato che si basa sulla failure che si innesca laddove la deformazione plastica raggiunge un determinato valore.

**Modello autodefinito:** mediante questo modello è possibile stabilire dei criteri “propri” di failure e stabilire la degradazione del materiale prima che la failure intervenga.

**Modello dello Stress e/o pressione Massimo:** anche questi sono dei modelli comuni dato che si basano sulla failure che si innesca laddove il valore di stress e/o pressione nell'elemento raggiunge un determinato valore.

### 2.3.4. Viscosità artificiale e Rilassamento dinamico

**Viscosità di tipo Bulk:** questa opzione è utilizzata per controllare la formazione di onde d'urto. Come è noto le onde d'urto sono la rappresentazione della propagazione di discontinuità in velocità. Materiali che si irrigidiscono a seguito di una deformazione possono produrre un'onda d'urto: la simulazione di questi comportamento non è semplice poiché le oscillazioni dell'onda vanno confrontate con le frequenze proprie del modello FEM. Per controllare queste oscillazioni si introduce una viscosità artificiale.

**Viscosità di tipo Hourglass:** il problema dell'hourglassing (o della clessidra) è introdotto dalla modalità stessa con la quale i software FEM quali l' MSC.Dytran che utilizzano come punto di integrazione il centro degli elementi. In questo modo si trascurano alcuni modi di deformarsi degli stessi elementi. Anche in questo caso per ovviare al problema si introduce una viscosità artificiale.

Il modello di Rilassamento Dinamico (DR) è un processo che utilizza il concetto di smorzamento per trovare la parte stazionaria di una soluzione dinamica ad una risposta transitoria. Molti problemi che presentano elevate non linearità sia geometriche che di materiale possono essere trattati utilizzando questo approccio. La parte statica della soluzione dinamica è trovata introducendo lo smorzamento nello schema a partire dal quale è possibile risolvere le equazioni del moto. Di seguito le soluzioni per i diversi valori dei parametri di rilassamento dinamico  $\alpha$  e  $\beta$  sono rappresentate:

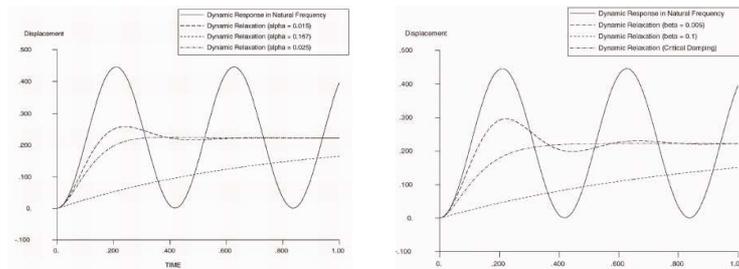


Fig. 2-17

### 2.3.5. Cinture di sicurezza

E' possibile modellare il comportamento di una cintura di sicurezza utilizzando degli elementi FEM opportunamente definiti; tali elementi hanno le seguenti caratteristiche: capacità di lavorare esclusivamente in tensione (come delle molle), percorsi di carico e scarico definiti, smorzamento definibile (per evitare oscillazioni alle altre frequenze), possibile introduzione di uno strato di prestress o di preattivazione (in termini di stat di deformazione aggiunto a quello dell'elemento o sottratto da quest'ultimo). E' possibile introdurre uno speciale algoritmo di contatto per modellare il comportamento di cintura e manichino. Esempi di curve di carico/scarico sono riportate di seguito:

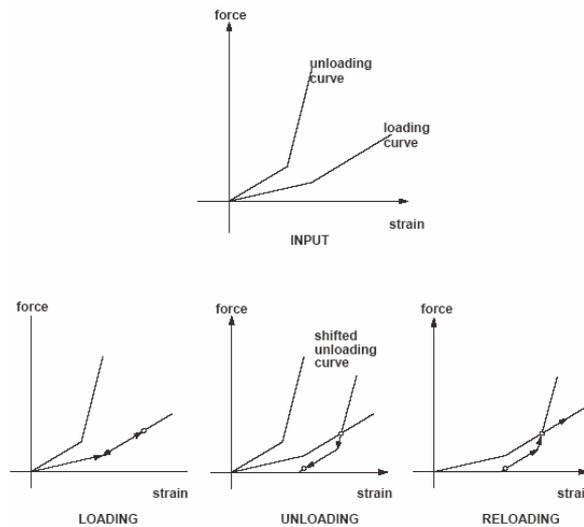
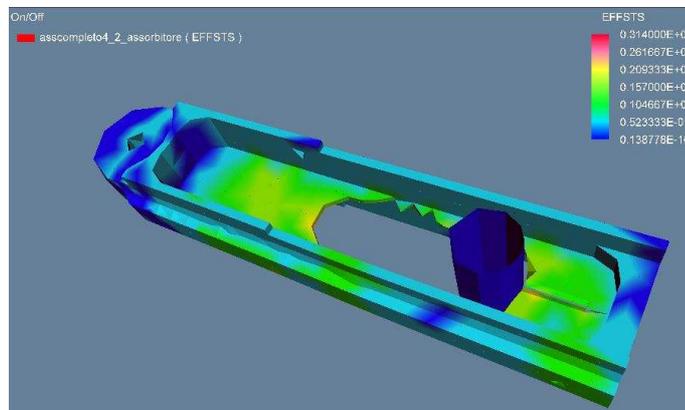


Fig. 2-18

---

## 3. PARTE NUMERICA

---



## 3.1. ASPETTI NUMERICI DEL PROBLEMA

### 3.1.1. Introduzione

Capire cosa succede durante una collisione catastrofica attraverso prove di crash distruttive e soprattutto attraverso la simulazione al calcolatore è un passo obbligato per poter migliorare i nuovi velivoli ideando materiali innovativi e tecnologie costruttive mai sperimentate e per incrementare le possibilità di sopravvivenza per tutti i passeggeri.

Fenomeni di questo tipo sono difficili da analizzare per l'estrema complessità matematica che si deve affrontare nello sviluppo teorico del problema, legata alla scarsa conoscenza del comportamento del materiale sotto condizioni di carichi rapidamente variabili nel tempo.

L'interesse principale del progettista strutturale è proprio quello di studiare il modo di realizzare strutture tali da essere in grado di partecipare in maniera intelligente al trasferimento dell'energia di impatto, contribuendo in ogni loro parte all'assorbimento energetico per evitare il più possibile il collasso strutturale e i danni alle persone e al carico pagante. Il recente sviluppo di nuovi software di analisi cinematica e dinamica in grado di poter girare sui moderni calcolatori a velocità di calcolo sempre più alte e con tempi di elaborazione sempre più brevi, ha permesso un notevole miglioramento delle possibilità di riuscita degli esperimenti di crash, attraverso la simulazione numerica delle prove sperimentale stesse, con notevoli risparmi da tutti i punti di vista. L'estremo vantaggio è cercare di prevedere il reale andamento dell'esperimento senza distruggere inutilmente alcun velivolo o veicolo oggetto dell'analisi.

A livello industriale costi e tempi di sviluppo di nuovi progetti si sono marcatamente ridotti grazie all'impiego massiccio delle procedure numeriche agli elementi finiti, ormai componente indispensabile alla realizzazione di modelli efficienti e robusti per la simulazione di problemi dinamici di strutture a comportamento non lineare.

Nel seguito si riprenderanno brevemente argomenti già trattati nel corso del capitolo 2 al fine di evidenziarne l'applicabilità agli strumenti numerici utilizzati.

### 3.1.2. Non linearità del problema

Il termine *non lineare* allude a tutti quei fenomeni di impatto dinamico nei quali le strutture vanno soggette a:

- ✓ campi di grandi spostamenti e piccole deformazioni oppure grandi spostamenti e grandi deformazioni, in tal caso si parla di non linearità geometriche;
- ✓ fenomeni di plasticizzazione, si parla di non linearità del materiale;
- ✓ problemi di contatto, è la non linearità legata alla natura dei vincoli, non vale più l'ipotesi di vincolo perfetto;
- ✓ problemi di impatto, legati alla natura impulsiva dei carichi agenti.

Ci sembra opportuno approfondire l'aspetto non lineare legato al materiale, avendo constatato nel corso del nostro studio quanto importante e fondamentale fosse la scelta di un modello appropriato, capace di descrivere il comportamento del materiale strutturale rappresentativo del modello semplificato di sedile aeronautico analizzato.

In genere i materiali vengono classificati in base ai seguenti modelli:

materiali elastici: in cui la relazione stress-strain è rappresentata per i materiali elastico-lineari da  $\sigma = k\varepsilon$

materiali elastico-non lineari: in cui la relazione stress-strain è rappresentata per i materiali elastico-lineari da  $\sigma = k\varepsilon^n$

queste relazioni sono valide per la maggior parte dei materiali quando sono interessati ad una tensione inferiore a quella di snervamento (nei metalli), o di rottura (per vetro e roccia).

materiali iperelastici: per i quali esiste una funzione potenziale  $U$  (energia di deformazione), la cui derivata rispetto ad una componente della deformazione determina la corrispondente componente di tensione:  $\sigma = \delta U / \delta \varepsilon_{ij}$  si adatta a descrivere il comportamento delle gomme nelle grandi deformazioni.

materiali ipoelastici: la relazione  $\sigma$ - $\varepsilon$  vale in senso incrementale:  $d\sigma = k d\varepsilon$  dove  $k$  dipende da tensioni, deformazioni, parametri che caratterizzano il carico e lo scarico del materiale, criteri di rottura e massima deformazione raggiunta.

In tale classificazione rientrano i materiali con comportamento elastoplastico

indipendente dal tempo. Hanno andamento lineare fino allo snervamento, gli incrementi successivi di deformazione plastica e di tensione istantanei si determinano mediante le condizioni di snervamento, che specificano lo stato di sollecitazione multiassiale corrispondente all'inizio della fase plastica, la *regola di flusso*, che lega gli incrementi di deformazione plastica agli sforzi, e la *regola di incrudimento*, che descrive come si modifica la condizione di snervamento durante la fase plastica. E' un modello adottato per i metalli quando la velocità di deformazione è bassa, le tensioni sono elevate e la temperatura di esercizio è inferiore ai due terzi della temperatura di fusione. Si aggiungono a tale categoria anche i materiali con comportamento elastoplastico dipendente dal tempo, sensibili alla temperatura e alla velocità di deformazione a seconda che, rispettivamente, prevalga l'una o l'altra.

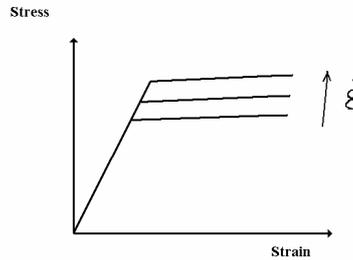
Alle alte temperature e in condizioni quasi statiche si hanno fenomeni di creep (o scorrimento viscoso): è una deformazione dipendente dal tempo a carico costante.

Ad alta velocità di deformazione si ha una tensione di snervamento che cresce al crescere della velocità di deformazione stessa. Questa formulazione viene spesso utilizzata nei problemi dinamici impulsivi, quelli che approfondiremo nel corso del nostro studio.

Infine si hanno i materiali viscoelastici : presentano sia le proprietà dei solidi elastici che quelle dei fluidi viscosi, tipiche dei polimeri. La legge costitutiva è, in genere, non lineare e dipende dal tempo, il cui effetto si può così riassumere: determina un aumento delle deformazioni a carico costante (Creep), determina una diminuzione della tensione a deformazione imposta (Relaxation).

Nei fenomeni di crash bisogna valutare l'effetto della velocità di impatto sulle leggi costitutive del materiale. Per un intervallo compreso tra  $10^{-4}$  e  $10^{-1} \text{ s}^{-1}$  il comportamento del materiale è descritto attraverso l'espressione della curva sforzo deformazione ottenuta in condizioni quasi-statiche (fig.2.1). Per valori compresi tra  $10^{-1}$  e  $10^2 \text{ s}^{-1}$  si parla di regime intermedio di velocità di deformazione. Gli effetti della velocità dei carichi cominciano ad essere rilevanti per velocità superiori a  $10^3 \text{ s}^{-1}$ , dove diventano importanti gli effetti di inerzia e della propagazione delle onde. I materiali metallici e alcuni compositi presentano una resistenza crescente, si registra un incremento dello sforzo di snervamento. Tale incrudimento potrebbe migliorare

la capacità di assorbire energia: all'aumentare della velocità di deformazione aumenta infatti l'area sottesa dalla curva  $\sigma=\sigma(\epsilon)$ , che rappresenta l'energia di deformazione. La conoscenza sull'influenza dello strain-rate sulle proprietà meccaniche del materiale è ancora minima, e procede a rilento soprattutto per la carenza di prove sperimentali finalizzate a questo scopo.



**Fig. 3-1**

Esistono diverse formulazioni semiempiriche e quella maggiormente utilizzata è la relazione di Copwer-Simonds che lega lo stress di snervamento dinamico  $\sigma_d$  con quello statico  $\sigma_s$  attraverso l'impiego di due coefficienti,  $D$  e  $q$  :

$$\frac{\sigma_d}{\sigma_s} = 1 + \left( \frac{\dot{\epsilon}}{\epsilon D} \right)^{1/q} \quad \text{e 3-1}$$

La difficoltà maggiore nell'utilizzo di questa formula sta nell'individuazione dei valori migliori da attribuire ai due coefficienti. Per uno stesso materiale in letteratura si possono trovare dati diversi tra loro di alcuni ordini di grandezza, soprattutto per quanto riguarda il valore di  $D$  (da 10 a  $10^8$ ). Questa dispersione rende indispensabile la necessità di effettuare prove sperimentali per poter utilizzare correttamente la legge. E' probabile che i motivi per cui il campo di variazione di tali parametri sia così ampio dipenda dalla grande sensibilità alla composizione del materiale e da una certa differenza tra le tecniche sperimentali adottate dai vari ricercatori.

### 3.1.3. La soluzione numerica al problema dinamico

Nella dinamica non lineare l'equazione di equilibrio si ottiene da quella relativa al caso statico aggiungendo il termine inerziale e quello viscoso; si deve anche tener conto della variabile temporale, che comporterà un carico di lavoro proporzionale alla durata dell'integrazione nel tempo.

Il sistema di equazioni differenziali, in forma matriciale, è il seguente:

$$[M] \{a\} + [C] \{v\} + [K] \{d\} = \{F^{ext}\} \quad \text{e 3-2}$$

con

$$\{F^{ext}\} = \text{Vettore carichi esterni applicati} \quad \{a\} = \text{Vettore}$$

accelerazioni nodali

$$\{v\} = \text{Vettore velocità nodali} \quad \{d\} = \text{Vettore}$$

spostamenti nodali

$$[K] = \text{matrice di rigidità} \quad [M] = \text{matrice di massa} \quad [C] = \text{matrice}$$

degli smorzamenti

I metodi di integrazione utilizzati nei codici agli elementi finiti si servono di approssimazioni alle differenze finite per sostituire le derivate prime e seconde degli spostamenti con differenze agli spostamenti stessi ai vari istanti di tempo.

Il processo risolutivo avanza per cicli di integrazione fino ad esplorare e risolvere tutto l'intervallo temporale del fenomeno in esame. Ad ogni ciclo di integrazione viene riavviato il processo di iterazione che deve raggiungere la convergenza in un tempo ragionevole, solo allora il solutore andrà avanti con un nuovo ciclo.

### 3.2. DUE DIFFERENTI CODICI: IMPLICITO ED ESPLICITO

Esistono due diversi approcci per la risoluzione dell'equazione del moto di un problema di analisi dinamica.

La prima formulazione, detta **implicita**, ha fatto la storia e la fortuna dell'analisi strutturale. Essa è caratterizzata da una modellazione precisa e realistica e da un intervallo temporale per ogni ciclo di integrazione teoricamente grande a piacere. Queste peculiarità fanno sì che l'onere computazionale sia elevatissimo per ogni ciclo di integrazione. Inoltre una tale metodologia risulta inadeguata nel trattamento di fenomeni ad alta ed altissima velocità: infatti in questi casi è necessario procedere per piccoli intervalli temporali per ottenere una soluzione

convergente e poter seguire l'evoluzione del fenomeno.

La seconda formulazione, detta **esplicita**, è storicamente contemporanea a quella dei codici impliciti ma le sue potenzialità sono state rivalutate solo con l'enorme crescita della potenza di calcolo dei moderni calcolatori: infatti a fronte di problemi dall'elevatissimo onere computazionale i codici espliciti presentano un sistema di calcolo snello capace di fornire una soluzione accettabile in un tempo ragionevole. La possibilità di avvalersi di una formulazione matematica molto semplice e di una modellazione semplificata fa del codice esplicito uno strumento veloce e molto potente, anche se maggiormente approssimato rispetto alla controparte implicita. Il passo di integrazione, in questo caso, è molto più piccolo, fino a tre ordini di grandezza di differenza rispetto al codice implicito. La soluzione è *condizionatamente stabile* ed è legata alla velocità del suono nel materiale  $(E/\rho)^{1/2}$  ed alle dimensioni della mesh utilizzata.

Laddove le variazioni temporali sono molto forti il codice implicito con un passo temporale molto grande perde la sua efficacia; ed è qui che interviene il codice esplicito che con le sue caratteristiche riesce a seguire più adeguatamente gli sviluppi del fenomeno.

### 3.2.1. Codice implicito

La maggior parte dei codici agli elementi finiti utilizzano metodi impliciti per trovare la soluzione del transitorio. Di solito questi utilizzano gli schemi di Newmark per integrare rispetto al tempo.

Se il passo di integrazione attuale è ad **n**, allora una buona stima dell'accelerazione alla fine dell'intervallo temporale **n+1** soddisfa la seguente equazione del moto

$$M a'_{n+1} + C v'_{n+1} + K d'_{n+1} = F_{n+1}^{ext} \quad \text{e 3-3}$$

dove gli apici stanno ad indicare un valore stimato.

Le stime delle velocità e degli spostamenti sono date dalle seguenti espressioni

$$d'_{n+1} = d_n + v_n \Delta t + ((1 - 2\beta) a_n \Delta t^2) / 2 + \beta a'_{n+1} \Delta t^2 \quad \text{e 3-4}$$

oppure

$$d'_{n+1} = d^*_n + \beta a'_{n+1} \Delta t^2$$

$$v'_{n+1} = v_n + (1 - \gamma) a_n \Delta t + \gamma a'_{n+1} \Delta t$$

e 3-5

oppure

$$v'_{n+1} = v^*_n + \gamma a'_{n+1} \Delta t$$

e 3-6

dove  $\Delta t$  è il passo di integrazione temporale e  $\beta$  e  $\gamma$  sono delle costanti.

I termini  $d^*_n$  e  $v^*_n$  sono predittivi e sono basati su valori che sono già stati calcolati. I termini contenenti l'incognita  $a'_{n+1}$  sono invece correttivi.

Sostituendo questi valori nell'equazione del moto otteniamo

$$M a'_{n+1} + C(v^*_n + \gamma a'_{n+1} \Delta t) + K(d^*_n + \beta a'_{n+1} \Delta t^2) = F^{ext}_{n+1}$$

e 3-7

oppure

$$[M + C\gamma\Delta t + K\beta\Delta t^2] a'_{n+1} = F^{ext}_{n+1} - C v^*_n - K d^*_n$$

e 3-8

L'equazione può quindi essere riscritta nel seguente modo

$$M^* a'_{n+1} = F^{residual}_{n+1}$$

e 3-9

Le accelerazioni si ottengono invertendo la Matrice  $M^*$

$$a'_{n+1} = M^{*-1} F^{residual}_{n+1}$$

e 3-10

Quanto sopra visto è analogo alla scomposizione della matrice di rigidezza nel caso di una analisi statica lineare, dove ora nella matrice da invertire sono presenti anche i termini di massa e di smorzamento.

**CAMPI DI APPLICABILITA':** se il caso oggetto di studio non è interessato da fenomeni di propagazione dell'onda ma è invece caratterizzato o da una dinamica a bassa frequenza o da impatti a basse velocità il codice implicito rappresenta una soluzione più appropriata al problema. Se il fenomeno inoltre si protrae per un intervallo di tempo di una certa ampiezza ci si può avvantaggiare con la scelta di un passo di integrazione molto lungo per pervenire alla soluzione in un tempo minore. Ovviamente una tale scelta è possibile quando non è necessaria un'alta scansione temporale per tenere conto dell'evolversi del fenomeno e se la convergenza per ogni ciclo non è critica.

Un aspetto limitante dei codici impliciti è la localizzazione del danno in problemi di impatto dinamico, in quanto questa necessita di mesh molto fitta e con

elementi semplici; questo però potrebbe portare a tempi di calcolo troppo gravosi per l'elaboratore.

L'utilizzo del codice implicito è quindi auspicabile nei problemi di impatto caratterizzati da:

- ✓ Basse velocità di impatto
- ✓ Piccole deformazioni
- ✓ Geometrie semplici
- ✓ Fenomeni quasi statici e analisi prolungata nel tempo.

### 3.2.2. Codice esplicito

Il sistema viene affrontato al passo  $n$  dove sono note le velocità e gli spostamenti

$$Ma_n + Cv_n + Kd_n = F_n^{ext} \quad \text{e 3-11}$$

Quest'equazione può essere riscritta e risolta nel seguente modo

$$Ma_n = F_n^{ext} - F_n^{int} \quad \text{e 3-12}$$

$$a_n = M^{-1} F_n^{residual} \quad \text{e 3-13}$$

dove si è indicato con:

$F^{ext}$  il vettore dei carichi applicati esternamente

$F^{int} = Cv_n + Kd_n$  il vettore dei carichi interni

L'accelerazione può, quindi, essere trovata invertendo la matrice di massa e moltiplicando per il vettore dei carichi residui. Se la matrice  $M$  è diagonale, la sua inversione è banale, e l'equazione diventa un insieme di equazioni disaccoppiate valide per ogni grado di libertà del sistema

$$a_{ni} = \frac{F_{ni}^{residual}}{m_i} \quad \text{e 3-14}$$

L'integrazione di accelerazioni e velocità si basa sulla separazione temporale del metodo alle differenze centrali; l'avanzamento nel tempo è fornito dalla velocità calcolata nel seguente modo

$$v_{n+\frac{1}{2}} = v_{n-\frac{1}{2}} + a_n \frac{\Delta t_{n+\frac{1}{2}} + \Delta t_{n-\frac{1}{2}}}{2} \quad \text{e 3-15}$$

dove si è indicato con

$$\Delta t_{n+\frac{1}{2}} = t_{n+1} - t_n \quad \text{e 3-16}$$

$$\Delta t_{n-\frac{1}{2}} = t_n - t_{n-1} \quad \text{e 3-17}$$

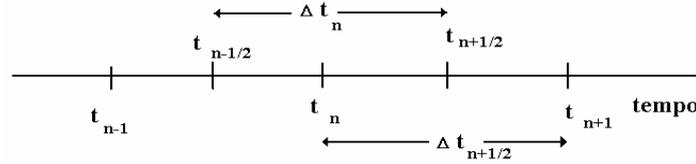


Fig. 3-2

La velocità viene valutata a metà del passo di integrazione e l'accelerazione viene supposta costante durante tutto il time step.

Lo spostamento a sua volta viene integrato dalla velocità secondo la seguente espressione

$$d_{n+1} = d_n + v_{n+\frac{1}{2}} \Delta t_{n+\frac{1}{2}} \quad \text{e 3-18}$$

Nel codice esplicito la principale differenza sta nel sistema di equazioni disaccoppiate che rende molto più semplice l'integrazione. Questo, però, comporta che in uno stesso intervallo di integrazione ogni perturbazione si può trasmettere solo da un nodo ad un altro ad esso adiacente con gravi limitazioni sulla grandezza del time step stesso. I metodi impliciti sono incondizionatamente stabili qualunque sia la dimensione del passo di integrazione; d'altra parte i codici espliciti per rimanere stabili e assicurare la convergenza devono avere un time step massimo che sia minore del tempo di attraversamento da parte della perturbazione del più piccolo elemento della mesh. In altre parole la "perturbazione matematica" si deve propagare da nodo a nodo almeno con la stessa velocità dell'effettiva perturbazione fisica. Nella modellazione diventano di fondamentale importanza la dimensione della mesh utilizzata e la velocità di propagazione del suono nel materiale (che è appunto la velocità di propagazione di un disturbo o perturbazione in una struttura).

Nel caso più semplice, quindi, il  $\Delta t$  massimo ammissibile è pari a

$$\Delta t \approx \frac{d_{\min}}{c} = \frac{d_{\min}}{\sqrt{E/\rho}}$$

e 3-19

dove si è indicato con

$d_{\min}$  la distanza minima tra due nodi  $E$  il modulo di Young

$c$  la velocità di propagazione del suono nel materiale  $\rho$  la densità del

materiale.

Volendo confrontare i due codici di calcolo il passo di integrazione temporale implicito è di solito dalle 100 alle 1000 volte maggiore di quello di codice esplicito.

**CAMPI DI APPLICABILITA'**: i codici espliciti hanno un grande vantaggio rispetto al codice implicito quando per qualche ragione il passo di integrazione della soluzione deve essere molto piccolo. Questo può accadere per diversi problemi tra i quali troviamo:

✓ Non linearità del materiale. Un alto grado di non linearità del materiale può richiedere un time step molto piccolo per avere una soluzione accurata. Inoltre tutte le analisi dove la fisica del problema induce la scelta di un time step piccolo: ad esempio quando divengono importanti gli effetti dovuti alla propagazione dell'onda di stress nel materiale.

✓ Non linearità geometriche. Gli algoritmi di contatto e di attrito possono introdurre potenziali instabilità e quindi per assicurare la stabilità e la accuratezza è necessario un time step piccolo.

✓ Non linearità geometriche e del materiale in combinazione con grandi spostamenti. La convergenza della soluzione implicita diviene molto critica quando vari tipi di non linearità incominciano a combinarsi in alcuni problemi dinamici.

### 3.2.3. Costo Computazionale

Si può ora effettuare un breve studio di sensibilità al costo computazionale dovuto ad un infittimento della mesh nel caso di un modello tridimensionale. Infatti, se indichiamo con **N il numero di gradi di libertà**, con **W larghezza della banda della matrice** (sarebbe il numero delle colonne attive) e con **S il fattore di incremento della densità della mesh**, si può affermare che il numero di gradi di libertà  $N$  è proporzionale ad  $S^3$  mentre  $W$  è proporzionale ad  $S^2$ ; il costo dell'analisi

adoperando un codice implicito è proporzionale ad  $N * W^2$ , che in termini di  $S$  significa un costo proporzionale ad  $S^7$ . Il costo per il codice esplicito, invece, risulta proporzionale ad  $N*S$  che in termini di  $S$  si traduce in  $S^4$ . Tutto ciò ci indica come il codice implicito sia più sensibile di quello esplicito rispetto ad un in affittimento del modello in termini di costo computazionale.

Per meglio chiarire tale analisi rappresentiamo in figura il tempo di calcolo in funzione del numero di nodi della mesh per entrambi i codici:

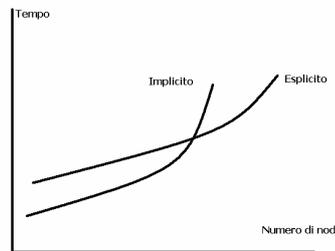


Fig. 3-3

### 3.2.4. Confronto dei codici

Abbiamo sottolineato come i due codici rispondano in maniera diversa ad un affittimento della mesh di un modello, e che esiste un punto di trade-off rappresentato in fig.2.2 superato il quale la soluzione implicita diventa più costosa ed impraticabile. Intorno a tale punto possono essere utilizzate entrambe le soluzioni anche se presenteranno caratteristiche diverse: la soluzione implicita sarà più ‘pulita’ e meno approssimata, perché basata su modelli più vicini alla realtà; mentre quella esplicita sarà invece più “grezza” perché viene ricavata in un ambito dove le variabili in gioco sono numerose ed imprevedibili e quindi non avrebbe senso una modellazione troppo spinta per la soluzione di pochi aspetti del problema.

Nel codice implicito, quindi, si cerca il massimo della precisione e si imposta il modello in modo che rifletta il più possibile la fisica reale utilizzando funzioni di forma complesse e di alto grado per ottenere soluzioni ottimali. Nel codice esplicito, invece, si predilige la snellezza del calcolo attraverso una forte semplificazione della formulazione matematica: quindi ci si può permettere un notevole affittimento della modellazione in modo da poter prevedere crisi più localizzate; infine si possono utilizzare schemi semplificati di contatto grazie alla alta frequenza con cui vengono

rielaborate e “raddrizzate” le forze trasmesse.

In pratica sarebbe sbagliato cercare di avvicinare i due codici, magari facilitando il calcolo del codice implicito a scapito della precisione o introducendo modelli più complicati nei codici espliciti. L’atteggiamento giusto è quello di continuare a esprimere e sviluppare le potenzialità dei due codici nei rispettivi campi di applicabilità e adattabilità, in modo da avere in ogni campo la soluzione migliore. Laddove i due campi si sovrappongono sarà l’ingegnere progettista con il suo giudizio a dover stabilire quale delle due soluzioni meglio si adatta al caso in esame.

### **3.3. IL CODICE MSC-DYTRAN**

Per la simulazione numerica dell’impatto del modello semplificato è stato utilizzato il codice esplicito agli elementi finiti MSC.Dytran. Questo applicativo è realizzato dalla Software House MSC-Corporation, casa produttrice del ben più famoso e consolidato MSC-NASTRAN, di cui, per le sue funzionalità, è il complementare. MSC.DYTRAN è particolarmente adatto per simulare e analizzare fenomeni tridimensionali altamente non lineari di breve durata che coinvolgono l’interazione di fluidi e strutture o problemi che coinvolgono deformazioni strutturali estreme. Normalmente viene usato in problematiche relative alla sicurezza passiva, alla simulazione di interazione struttura-corpo umano, all’apertura di airbag, allo stampaggio di lamiera. Le equazioni del moto si possono risolvere con metodologia Lagrangiana, Euleriana o con entrambe mediante l’algoritmo ALE (Arbitrary Lagrangian-Eulerian), attraverso il quale si vuole simulare l’interazione fluido-struttura tipica di casi come il bird-strike, blade containment, l’impatto e l’affondamento di navi, l’ammarraggio di aerei, l’impatto e la penetrazione di proiettili, le esplosioni sottomarine.

E’ da sottolineare il grande vantaggio di poter utilizzare per il MSC.DYTRAN gli stessi modelli realizzati per il MSC.NASTRAN con pochi accorgimenti al file di input. E’ così possibile sottoporre lo stesso modello agli elementi finiti prima ad un’analisi statica e poi ad un’analisi dinamica. L’applicativo MSC.DYTRAN è un solver e, insieme al pre e post processor MSC.PATRAN, costituisce lo strumento CAE (Computer Aided Engineering) per la simulazione del

comportamento strutturale del sistema oggetto di indagine.

In commercio, come è facilmente immaginabile, esistono altri software più o meno sviluppati e più o meno utilizzati: l'Ansys ad esempio, il KRASH, etc... Come si può osservare dalla bibliografia parte dei riferimenti teorici sono stati presi proprio dai manuali di teoria dei software menzionati.

### 3.3.1. Modellazione di fenomeni di impatto

Le problematiche del comportamento non lineare delle strutture sottoposte ad impatto dinamico presentano quattro aspetti fondamentali:

- ✓ Alta non linearità del materiale e della geometria
- ✓ Alta transitorietà degli eventi
- ✓ Modellazione del contatto
- ✓ Tempi di calcolo

Queste sono le caratteristiche che sono state tenute in maggior conto nella fase di sviluppo di tale codice. Sono inoltre le tematiche sulle quali ci soffermeremo perché comuni a tutte le diverse applicazioni dell'impatto dinamico. Avremo così un'idea più chiara di come e fino a che punto un codice esplicito è in grado di modellare certi fenomeni complessi e apparentemente incontrollabili della fisica reale.

#### 3.3.1.1. Non linearità dei materiali e della geometria

Nel campo lineare il legame stress-deformazioni è definito univocamente dal modulo di Young e di Poisson. Con il crescere delle deformazioni si entra in un dominio nel quale tali moduli subiscono delle variazioni, fino a determinare la crisi del materiale. Nei codici che si occupano di alte non linearità tale circostanza è ben contemplata: infatti si può considerare sia lo sfioramento del materiale in campo elastico non lineare, sia la plasticizzazione sia la completa rottura di quest'ultimo. Quando durante l'analisi un elemento viene sollecitato in modo tale che il materiale giunga al limite di plasticizzazione, il codice rende "trasparente" tale elemento, nel senso che lo esclude dall'elaborazione, i nodi ad esso collegati risultano liberi e il carico si distribuisce sugli elementi circostanti.

Il carattere fortemente dinamico del problema di impatto pone altre importanti questioni che devono essere tenute in conto in un codice valido. Una

caratteristica peculiare del campo dinamico sono gli effetti di “strainrate” ovvero di velocità di deformazione, consistenti nel fatto che la curva tensioni deformazioni ricavata normalmente in modo statico differisce dalla stessa curva ricavata in modo dinamico. In particolare i materiali si presentano spesso sensibilmente più resistenti quanto più tentiamo di deformarli velocemente.

Questo effetto non è stato tenuto in conto nella realizzazione del nostro modello per non introdurre parametri che appesantissero ulteriormente l’analisi.

### 3.3.1.2. Analisi fortemente in transitorio

I fenomeni di impatto sono caratterizzati da una forte variabilità nel tempo e da una durata relativamente breve, anche di pochi millisecondi. Per indagare tali fenomeni abbiamo bisogno di scandire l’analisi con un passo dell’ordine delle decine di microsecondi. Vale a dire decine di migliaia di cicli di integrazione per sondare l’impatto e gli istanti immediatamente successivi, con ad ogni ciclo di integrazione la risoluzione di un problema della stessa complessità di un’analisi statica. L’onere computazionale per un codice implicito (tipo MSC.NASTRAN) diventa insostenibile al crescere del modello proprio per le forti limitazioni sulla lunghezza del passo di integrazione. Dall’altra parte il codice esplicito nel suo essere *condizionatamente stabile* è naturalmente obbligato ad un time step piccolissimo, capace addirittura di tenere in conto fenomeni di propagazione dell’onda di stress attraverso il materiale, che in ultima analisi è proprio la nostra condizione di stabilità. Il passo di integrazione nella nostra analisi era fissato a  $10^{-5}$  secondi. Questo valore è stato imposto dalle dimensioni della mesh utilizzata per modellare il modello semplificato e dal tipo di materiale utilizzato.

### 3.3.1.3. Modellazione del contatto

Le superfici di contatto forniscono un modo molto semplice e flessibile di modellare l’interazione fra elementi e definire il contatto continuo tra elementi deformabili e corpi rigidi. Il Dytran consente di definire tre tipi di superfici di contatto:

- General Contact and Separation.
- Single Surface.
- Discrete Grid Points.

Queste sono definite utilizzando la scheda Contact nella quale si deve specificare il tipo di superficie di contatto, il coefficiente d'attrito e le entità che toccherebbero la superficie di contatto.

Di seguito si riporta il formato con il quale si deve compilare tale scheda:

CONTACT	CID	STYPE	MTYPE	SID	MID	FS	FK	EXP	+
+	VERSION	SIDE	SEARCH	ADAPT	THICK	GAP	DAMPING	WEIGHT	+
+				PEN	PENV	MONVEL	FACT	MONDIS	+
+	TSTART	TEND	REVERSE	INITPEN	PENTOL	INIID	INITMON	SLVACT	+
+	DRWBEADF	CONTFORC	TOLPROJ1	TOLPROJ2	EVIEW				+

Tab. 3-1

Se si effettua un confronto tra questa e una qualsiasi altra scheda si può osservare come la seguente è la più complicata e dettagliata in assoluto. Per questo motivo piuttosto che definire ogni singolo campo si preferisce descriverne le caratteristiche generali e puntualizzando, laddove necessario, il singolo campo.

**General Contact and Separation**

Questo è la più generale delle superfici di contatto e quella che, il più delle volte, è usata: viene utilizzata per modellare il contatto, la separazione, e lo strisciamento di due superfici (con attrito o senza). Di seguito si riporta un elenco dei dettagli che occorre definire al fine di gestire opportunamente il contatto.

**Segments:** si devono definire le due superfici che possono entrare in contatto specificando le facce degli elementi che giacciono sulla superficie. Ogni faccia dell'elemento può essere richiamata mediante le schede CSEG, CFACE, o le entrate di CFACE1 che semplificano tale assegnazione. Tali schede possono legare solidi, o elementi di guscio e possono avere forma triangolare o quadrilatera. Occorre definire le due facce che vengono in contatto distinguendo tra segmenti Master e Slave

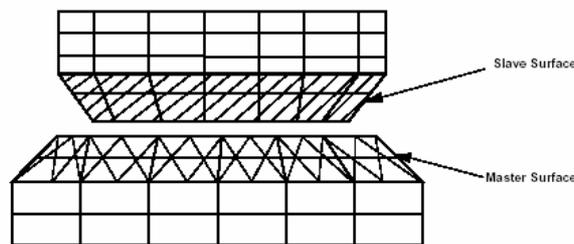


Fig. 3-4

Le due superfici devono essere distinte e separate. Un intervallo non può essere parte di ambo le superfici master e slave. Gli intervalli possono essere definiti

in modi differenti; mediante come detto le schede CSEG, CFACE, o le entrate di CFACE1, o mediante elementi caratterizzati dall'aver le stesse proprietà, o materiali.

Entrate di CSEG che usano anche CQUAD4 o le entrate di CTRIA3 possono essere definite, ed entrate di CFACE1 che usano le entrate di PLOAD4 possono essere definite. La connessione dei segmenti è importante in quanto determina da che lato avviene il contatto. Il sistema di coordinate di tali segmenti viene definito automaticamente così come si fa per glie CTRIA3 e CQUAD4.

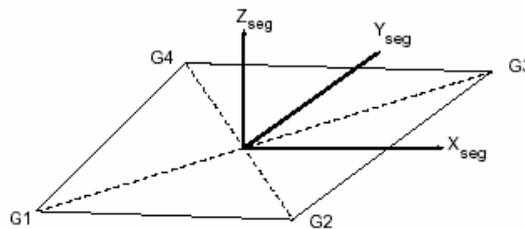


Fig. 3-5

Il campo SIDE serve a definire appunto da che lato avviene il contatto; si può anche stabilire che tale contatto avvenga su entrambe i lati.

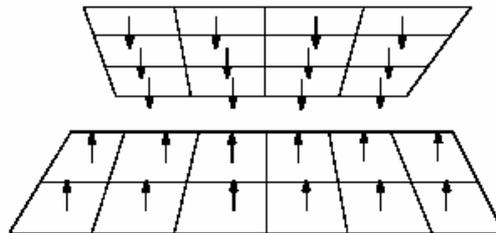


Fig. 3-6

**Penetrazione:** Non ci deve essere nessuna penetrazione iniziale delle due superfici.

**Teoria e metodo:** la teoria particolareggiata è fuori dello scopo di questa relazione, ma è importante che si sappia come lavora l'algoritmo del contatto allo scopo di utilizzarlo efficacemente. Ad ogni passo di tempo, ogni punto di griglia sulla superficie slave è controllato, e la distanza con lo slave più vicino è localizzato verificando quando il nodo master penetra quello slave. Il software inoltre introduce delle forze di intensità pari all'ampiezza del contatto e comunque dipendente dalle proprietà degli elementi su ogni lato della superficie di contatto. La ampiezza di tali

forze è calcolata internamente da Dytran per assicurare penetrazione minima mentre consentire una soluzione stabile. Mediante il campo FACT della scheda Contact si può scalare l'ampiezza delle forze. Può accadere però che si ricada in instabilità quando tale valore è stabilito troppo alto.

Una forza di attrito può essere applicata anche ad ognuna delle superfici, in direzione parallela alla superficie. La ampiezza della forza durante lo strisciamento è uguale alla ampiezza della forza normale moltiplicata dal coefficiente dell'attrito. La direzione della forza di attrito è opposta al moto relativo delle superfici.

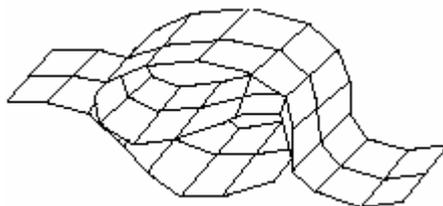
Il coefficiente dell'attrito come il quale  $\mu$  è calcolato segue

$$\mu = \mu_k + (\mu_s - \mu_k) e^{-\beta v}$$

dove  $\mu_s$  = coefficiente di attrito statico  $\mu_k$  = coefficiente di attrito dinamico e  $\beta$  = coefficiente del decadimento esponenziale  $v$  = velocità relative delle superfici master e slave. Nella scheda contact è possibile specificare ognuno dei precedenti coefficienti. **Efficienza:** Generalmente, l'algoritmo del contatto è molto efficiente; in ogni caso la verifica dell'avvenuta penetrazione impiega tempo perciò, le superfici Master e Slave vanno introdotte solo quelle necessarie

#### Single-Surface

Il contatto di Single Surface è simile al generale descritto in sezioni precedenti, ma ora non occorre definire superfici Master e Slave ma esclusivamente superfici Slave che non possono penetrarsi. Questo è particolarmente utile per analizzare quei modelli problemi nei la struttura si piega su se stessa e quando i punti di contatto non possono essere determinati in anticipo.



**Fig. 3-7**

Tale tipo di contatto viene definito allo stesso modo del precedente facendo attenzione alle dovute differenze.

Contatto può accadere automaticamente su entrambi lato della superficie ma le normali devono essere diretti nella stessa direzione anche se non si importa quale sia. L'algoritmo è particolarmente efficiente, anche per aree di grosse dimensioni

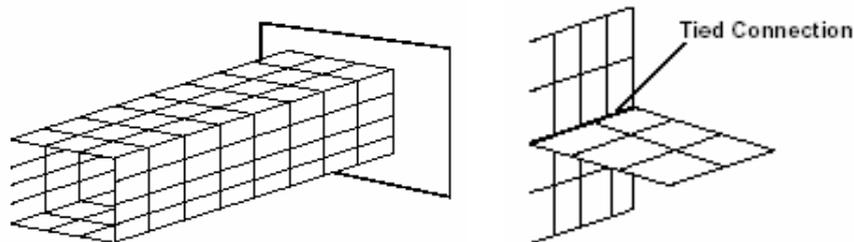
#### **Discrete Grid Points**

Questo tipo di superficie di contatto permette griglia individuale aguzza contattare una superficie. I SID eseguono una battuta di rimando sull'entrata di Contatto deve essere messo a Griglia. Lei deve provvedere un elenco della griglia di schiavo punto-qualche non può penetrare il padrone che superficie-usa l'entrata di SET1. La superficie di padrone deve essere definita come un set di intervalli nel modo stesso come superfici di contatto generali è definito.

I punti di schiavo possono essere legati ad alcun tipo di elemento. In tutto l'analisi ai punti di schiavo sono impediti di penetrare la superficie di padrone. Quando in contatto con la superficie di padrone, i punti di schiavo possono scivolare privi d'attrito o con attrito lungo la superficie.

#### **Rigid Walls e Tied Connections**

Un muro rigido è un'area attraverso la quale specifici punti di griglia SLAVE non possono penetrare. Tale strumento è usato molto spesso nei fenomeni di impatto. L'algoritmo del contatto, ovviamente, può essere utilizzato per definire il contatto tra elementi concorrenti.



**Fig. 3-8**

#### **3.3.1.4. Tempi di Calcolo**

Per quanto riguarda il tempo di calcolo sappiamo che questo è proporzionale alla grandezza del modello (numero di nodi) ed alla dimensione del minimo elemento (condizione di stabilità). Naturalmente il tempo di calcolo sarà anche fortemente dipendente dall'estensione dell'intervallo di integrazione che vogliamo ricoprire. Tale dipendenza si ripercuote anche in maniera rilevante sulla mole di dati

che dobbiamo immagazzinare per ogni time step e quindi sui tempi della successiva analisi.

### 3.3.2. Tipo di file di input e di risultati ottenibili da DYTRAN

I dati di input sono contenuti in un file di testo (*nome\_file.dat*) contenente 80 caratteri per ogni riga. Questo si divide nelle seguenti sezioni: *File Management Section*, *Executive Control Section*, *Case Control Section*, *Bulk Data Section* e opzioni per parametri.

Il *File Management Section* contiene le informazioni concernenti i nomi dei file da usare nell'analisi. Questa sezione è un'opzione e deve essere la prima nel file di input.

L' *Executive Control Section* si trova tra il *FMS* e il *Case Control Section*. Questa sezione è poco usata in MSC/DYTRAN in quanto non esiste l'*Executive System*.

Il *Case Control Section* precede il *Bulk Data Section* e contiene informazioni relative al tipo di analisi e a quali file ottenere come output. Esistono in particolare tre tipi di file di uscita: quelli legati alla geometria (*nome\_file.arc*), quelli relativi alla storia di determinate variabili (*nome\_file.ths*), quelli di restart per un proseguo dell'analisi nel caso in cui la parte effettuata risulti corretta ma non sufficiente per gli scopi proposti in principio (*nome\_file.rst*).

Il *Bulk Data Section* contiene tutte le informazioni necessarie per definire il modello ad elementi finiti (la sua geometria, le proprietà, i carichi, i vincoli, le condizioni al contorno e quelle iniziali). La sezione è costituita da un certo numero di schede, ognuna delle quali definisce una particolare parte del modello. Una singola scheda può occupare diverse righe e può contenere diversi campi, ognuno dei quali specifica una singola informazione. Il *Bulk Data Section* costituisce la parte più corposa del file di ingresso. Le *Opzioni per i parametri* vengono definite con la scheda *PARAM* e introducono diversi parametri che controllano alcuni aspetti dell'analisi. Ogni parametro ha comunque un valore di default che non appare nel file di input.

Come accennato sopra i risultati MSC.DYTRAN si dividono in due categorie: *archivio* e *storia temporale*. I file di risultato della categoria archivio hanno estensione **ARC** e sono interpretabili come la fotografia all'istante richiesto di tutte le variabili che partecipano alla soluzione. I file archivio una volta interpretati e tradotti dal post-processor ci permettono l'interpretazione visiva di tutte le variabili. Tra le variabili disponibili abbiamo sempre gli spostamenti, le velocità dei nodi, il tensore degli stress e quello delle deformazioni. Normalmente i risultati sono visualizzati direttamente sul modello deformato o indeformato attraverso una scala di colori a frange, *fringe plot*. La caratteristica del file di archivio è quella di avere una *dimensione proporzionale alla dimensione del modello*.

L'altro tipo di risultato si ritrova con estensione **THS**, o *time history*, e rappresenta l'evoluzione temporale di una singola variabile su tutto l'intervallo di integrazione. Il tipo di output richiesto può essere la forza di contatto, lo spostamento o la velocità di un punto, l'energia cinetica di un materiale. I risultati sono visualizzabili sul classico piano cartesiano in forma X-Y, **XYPlot**, dove il tempo è sull'asse delle ascisse. La caratteristica dei risultati THS è di avere una dimensione proporzionale all'ampiezza dell'intervallo di integrazione considerato.

Si può concludere che il codice di calcolo esplicito MSC.DYTRAN si presta piuttosto bene ad analizzare le non linearità geometriche e meccaniche dei fenomeni di impatto dinamico, e, rispetto ai codici impliciti, presuppone un limitato numero di operazioni ad ogni passo di integrazione, richiedendo un'area di memoria relativamente piccola. La stabilità condizionata comporta, però, un alto numero di calcoli, ma questo si rivela, per i casi trattati altamente variabili nel tempo, un fattore decisamente positivo in quanto è lo stesso fenomeno fisico a imporre un limite più stringente sul passo di integrazione.

## **3.4. IL MODELLO AGLI ELEMENTI FINITI**

### **3.4.1. Introduzione**

Il comportamento dei sistemi soggetti a carichi e vincoli può essere indagato con l'ausilio di strumenti CAE (Computer Aided Engineering). Tali strumenti servono a simulare il comportamento del sistema oggetto d'indagine; constano di un

Pre-Processor, di un Solutore e di un Post-Processor.

Il Pre-Processor consente, tra le altre cose, la definizione del modello agli elementi finiti (FEM), dei materiali di cui questo è costituito e della legge costitutiva che li regola, delle proprietà che questi hanno, delle diverse tipologie di carichi agenti su di esso e delle condizioni al contorno che il modello dovrà rispettare.

Il Solutore esegue il calcolo analizzando la correttezza formale del modello e restituendo in output le informazioni che in fase di modellazione si è richiesto.

Post-processor permette la lettura, l'elaborazione e la visualizzazione dei risultati; nella maggior parte dei casi il pre-processor ed il post-processor coincidono. Gli strumenti CAE vengono impiegati anche per simulare il fenomeno del CRASH, dove oltre ad essere indagato il comportamento elastico del materiale si considera sempre anche quello plastico. Questo comporta l'esigenza di impiegare codici di calcolo più evoluti e richiede una conoscenza più approfondita del comportamento del materiale. Come già detto i software utilizzati in questa fase sono stati il pre/post-processor MSC.Patran ed il solver MSC.Dytran.

Poiché i modelli prodotti sono delle semplificazioni di strutture di produzione utilizzate dalla Geven s.r.l., in molti casi si sono utilizzati modelli la cui geometria è stata sviluppata mediante il software CAE "Think 3D".

### 3.4.2. Scelta della struttura semplificata da utilizzare

Come detto i modelli e le relative simulazioni numeriche prodotte sono 3: uno che riproduce mediante elementi monodimensionali e bidimensionali l'assieme seduta di una poltrona aeronautica e che abbiamo chiamato "*seduta*", il secondo che invece riproduce mediante elementi tridimensionali un assorbitore di energia "per rottura" che abbiamo chiamato "*assorbitore cubico*", infine il terzo che invece riproduce mediante elementi tridimensionali un assorbitore di energia "per deformazione" che abbiamo chiamato "*assorbitore cilindrico*" (il dettaglio di tutti i modelli verrà discusso in seguito). Di seguito si riportano delle immagini che raffigurano i due particolari indicati prima come risultano utilizzando il software CAE Think 3D e, successivamente come sono stati modellati utilizzando il pre/post-processor MSC.Patran. E' proprio questa la strada che viene seguita in fase di progettazione: prima si disegna e progetta il particolare e successivamente l'assieme

mediante strumenti sviluppati prettamente per far questo e poi mediante i pre/post-processor ed il solver si modella agli elementi finiti il particolare lo si sottopone all'analisi ed, in seguito, analizzatene criticamente i risultati, si apportano le modifiche del caso...

Di seguito si riportano i modelli Think3D dei dettagli analizzati ed, a fianco, come vengono modellati agli elementi finiti.

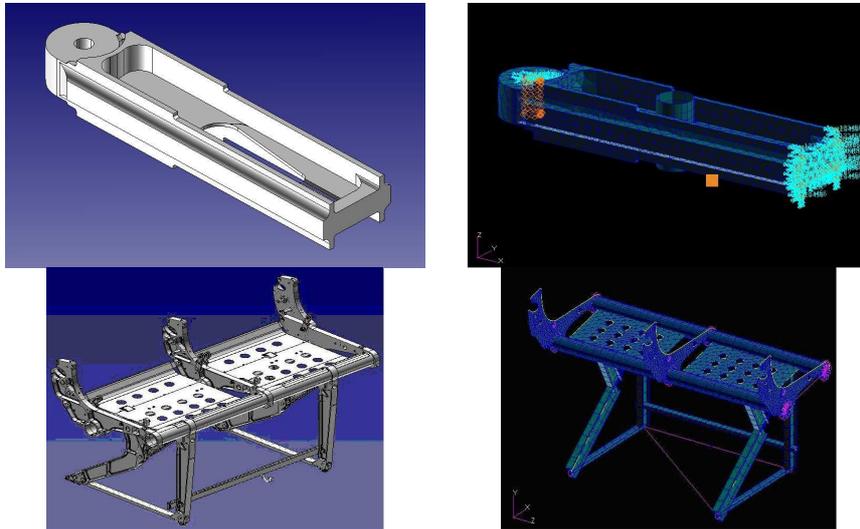


Fig. 3-9

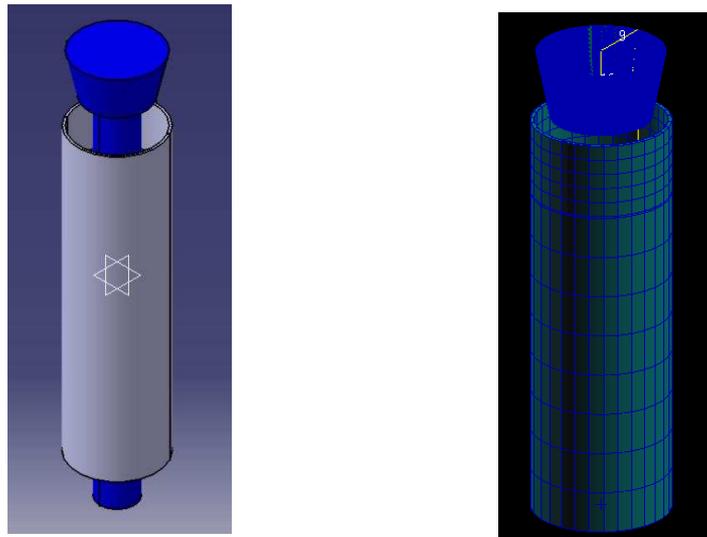


Fig. 3-10

La preparazione dei modelli in questione ha seguito un "iter", seppur

parallelo nei tempi, fundamentalmente diverso nelle caratteristiche: gli aspetti in comune possono essere individuati solo nella definizione delle schede dei materiali e nell'assegnazione di una parte dei carichi mediante "condizioni iniziali"; i restanti punti sono completamente differenti essendo differenti le condizioni al contorno che i 2 strumenti devono rispettare.

### 3.4.3. Realizzazione del modello FEM

Per realizzare il modello FEM della struttura semplificata è stato utilizzato il pre-processor MSC.Patran. Elenchiamo qui le fasi salienti che ci hanno permesso tale realizzazione:

- 1 Geometria
- 2 Mesh
- 3 Materiali e Proprietà
- 4 Vincoli
- 5 Carichi
- 6 Contatto

Poiché, come è stato più volte detto i modelli prodotti sono 3, nel seguito, ognuno dei punti precedenti, qualora le differenze siano sensibili, verrà sviluppato per i diversi modelli.

Si osservi che, per evitare di effettuare una pura descrizione, seppur dettagliata, delle schede utilizzate per i modelli in questione, si è preferito darne solo un cenno elencando piuttosto quelle utilizzate allo scopo di utilizzarle successivamente per un confronto critico; si rimanda al manuale d'uso del software MSC. Dytran per un eventuale successivo approfondimento.

#### 3.4.3.1. Assorbitore Cubico

Il modello FEM dell'assorbitore che verrà descritto nelle prossime pagine è, ovviamente, l'ultima versione di una lunga serie di modelli, inizialmente più semplici e poi via via più complicati e meglio rispondenti alla realtà.

Come si può osservare dalle immagini riportate nelle pagine precedenti la zona dell'assorbitore più interessante è quella che riguarda il contatto tra la boccola centrale e l'asola; la modellazione di tale zona, del contatto tra la boccola e l'asola e

della rottura del materiale di quest'ultima, ha costituito il centro di questo particolare studio. Per semplicità si è iniziato modellando solo una parte della boccola (la metà che si supponeva essere interessata dal "contatto") e un'asola di forma arbitraria utilizzando per l'asola elementi bidimensionali con l'unico scopo di prendere familiarità con i meccanismi del contatto, della rottura e dell'assegnazione delle condizioni iniziali cui la boccola è sottoposta e che questa trasferisce all'asola; successivamente si è complicato, dal punto di vista geometrico, il modello, introducendo la restante geometria dello stesso in modo da avvicinarsi via via alla condizione "di utilizzo".

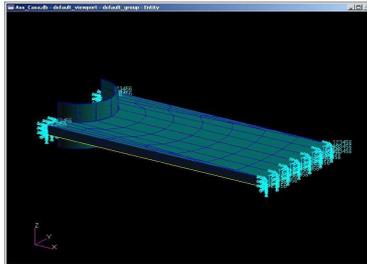


Fig. 3-11

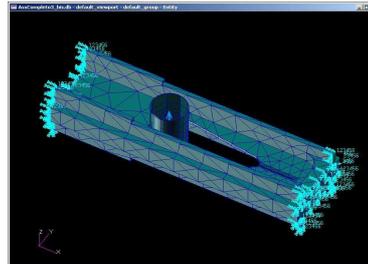


Fig. 3-12

Quando si è ritenuto che la dinamica del modello, durante tutta l'evoluzione del fenomeno fosse abbastanza rispondente alla realtà si è passato ad effettuare la analisi la cui descrizione e i cui risultati verranno riportati nel paragrafo 4.5

Di seguito si descrivono quindi le fasi salienti che hanno portato alla completa definizione del modello frutto di questi mesi di lavoro.

### **GEOMETRIA**

Come si vede dalla fig. 4.3, la geometria del modello è costituita da 2 elementi distinti: un volume solido costituente l'assorbitore vero e proprio e una superficie cilindrica (ottenuta per rivoluzione di una curva) che simula la boccola alla quale, successivamente viene assegnato il compito di procedere con la rottura dell'asola dell'assorbitore.

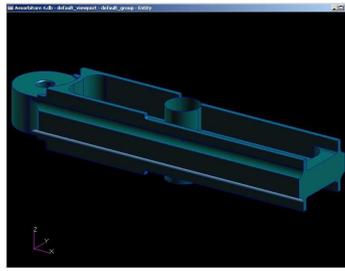


Fig. 3-13

Grazie alla completa e “bidirezionale” caratteristica dei software CAE (Think3D) e Pre-processor (MSC.Patran) è stato possibile importare, utilizzando formati .iges, i modelli di entrambi i dettagli dell’assorbitore direttamente dall’ambiente di 3D a quello di analisi.

### MESH

Con il termine “mesh” si intende la discretizzazione della geometria tramite i nodi e gli elementi che sono alla base del metodo degli elementi finiti. Per quanto riguarda la parte solida dell’assorbitore (d’ora in poi denominata semplicemente “asola”) sono stati utilizzati elementi tridimensionali a forma tetraedrica (CTETRA).

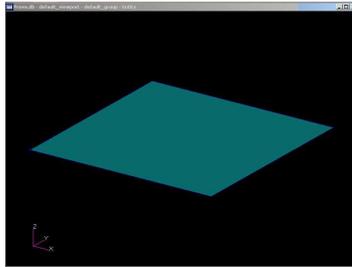


Fig. 3-14

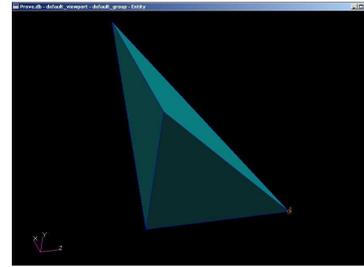


Fig. 3-15

Per quanto riguarda invece la boccola sono stati utilizzati elementi piani denominati CQUAD4: nel seguito si vedrà che mediante schede dytran opportune è possibile assegnare alla boccola caratteristica di rigidità “infinita” simulando così la caratteristica reale che ha la boccola in acciaio di subire solo qualche scalfittura a seguito dell’impatto con l’asola...

Molto importante in questa fase è la definizione della “size” del mesh mediante la quale si stabilisce la dimensione geometrica che ognuno degli elementi che verranno creati avrà; come è stato già sottolineato nel corso dei capitoli precedenti, per la natura stessa del software MSC.Dytran, tale dimensione è fondamentale al fine di ottenere un modello che “giri” in tempi ragionevoli la cui

soluzione vada relativamente rapidamente a convergenza...

**MATERIALI E PROPRIETA'**

Per quanto riguarda la definizione del materiale, ovviamente, si sono utilizzati 2 differenti approcci per l'asola e per la boccola: per quanto riguarda la prima si è utilizzato l'Alluminio **AA6082T651**, lega la cui composizione è costituita da una percentuale che va dallo 0,05 allo 0,7% elementi come il Magnesio e il Silicio, più alcuni elementi inerti che però tendono a rendere il materiale più rigido. Inoltre un'influenza sulle caratteristiche meccaniche del materiale è esercitata anche dalla tempra cui viene soggetto tale alluminio indicata con **T651**, descrittiva di un processo di trattamento a caldo in soluzione, rimozione dello stress con allungamento controllato e invecchiamento artificiale.

Di tale materiale era disponibile in letteratura un specifica con i seguenti valori:

<b>Densità <math>\rho</math></b>	2700.	Kg/m <sup>3</sup>
<b>Modulo di Young E</b>	73.	GPa
<b><math>\sigma</math> di snervamento <math>\sigma_v</math></b>	0.315	GPa
<b>Modulo di Poisson <math>\nu</math></b>	0.33	
<b>Failure %</b>	0.15	

Si riportano le schede della definizione del materiale per tale alluminio:

<b>DYMAT24</b>	<b>MID</b>	<b>RHO</b>	<b>E</b>	<b>NU</b>	<b>TABLE</b>	<b>TYPE</b>	<b>TABY</b>		+
DYMAT24	1	2.7 E-6	73	.33					+
+	<b>YIELD</b>	<b>EH</b>	<b>EPSF</b>	<b>D</b>	<b>P</b>	<b>VOLF</b>	<b>EPSF-C</b>		+
+	0.315		0.15						

Come si può osservare per definire il materiale con le caratteristiche di rottura rigidezza e densità riportate si è utilizzata la scheda DYMAT24 dell'MSC.Dytran, il quale consente di definire le proprietà di un materiale non lineare plastico con indurimento ("*Hardening*") a carattere isotropico e relazione stress/strain lineare.

Riguardo invece la boccola, come detto, allo scopo di definire un corpo rigido (si è cioè ritenuta tale la natura della boccola in acciaio) si è utilizzata la scheda MATRIG riportata di seguito :

<b>MATRIG</b>	<b>MID</b>	<b>RHO</b>	<b>E</b>	<b>NU</b>	<b>MASS</b>	<b>XC</b>	<b>YC</b>	<b>ZC</b>	+
MATRIG	2				87.	0	0	0	+
+	<b>IXX</b>	<b>IXY</b>	<b>IXZ</b>	<b>IYY</b>	<b>IYZ</b>	<b>YZZ</b>	<b>CID</b>	<b>COG-FL</b>	+
+									+
+	<b>VX</b>	<b>VY</b>	<b>VZ</b>	<b>WX</b>	<b>WY</b>	<b>WZ</b>			+
+	2								

Come si può osservare si è assegnando alla massa del corpo rigido un valore

indicativo di **87 Kg** (tale valore è ottenuto a partire dai pesi della poltrona in toto e tenendo conto del fatto che una poltrona doppia quale quella esaminata contiene 2 sostegni e quindi 2 sistemi di assorbimento di energia), e alla velocità iniziale dello stesso un valore di **2 mm/ms**. Come è noto l'energia cinetica che in questo modo mediante la scheda MATRIG si è impresso alla boccola è pari a:

$$E_c = \frac{1}{2} M V^2 = 175 \text{ Joule}$$

Tale valore di energia, come si vedrà nel paragrafo dedicato alla descrizione dei risultati, è quello necessario e sufficiente alla boccola per percorre, rompendo via via l'asola, i 40 mm circa che la separano dal bordo dell'assorbitore.

Per la definizione delle proprietà degli elementi utilizzati si sono introdotte le schede PSHELL e PSOLID la prima per gli elementi della boccola, la seconda per gli elementi dell'asola:

<b>PSHELL</b>	PID	MID1	T						
PSHELL	1	2	.1						
<b>PSOLID</b>	PID	MID1							
PSOLID	2	1							

### VINCOLI

Per quanto riguarda i vincoli, allo scopo di isolare l'assorbitore dal contesto (assieme seduta) di cui fa parte, si sono bloccati (per traslazioni e rotazioni) entrambi gli estremi del modello laddove, nella realtà, mediante serraggi di viti e bulloni, viene imposto un vincolo analogo. La scheda MSC.Dytran utilizzata per imporre tali condizioni è la SPC1 di cui di seguito si riporta una parte dello schema di utilizzo:

<b>SPC1</b>	<b>SID</b>	<b>C</b>	<b>G1</b>	<b>G2</b>	<b>THRU</b>	<b>G4</b>	<b>Etc..</b>		<b>+</b>
SPC1	1	123456	124	135	THRU	140	145	146	+

### CARICHI

Al fine di garantire che durante il contatto e la rottura successive la boccola segua un percorso rettilineo (nella realtà ciò è garantito da una sorta di guida che impone alla boccola tale comportamento) si sono inoltre utilizzate le schede TLOAD1, FORCE e MOMENT che in accoppiata con la scheda MATRIG hanno imposto un andamento lineare alla boccola. Ognuna di tali schede, con relativa spiegazione è riportata di seguito:

<b>TLOAD1</b>	<b>SID</b>	<b>LID</b>		<b>TYPE</b>	<b>TID</b>				<b>+</b>
TLOAD1	1	1002		12					+

<b>FORCE</b>	<b>LID</b>	<b>G</b>	<b>CID</b>	<b>SCALE</b>	<b>N1</b>	<b>N2</b>	<b>N3</b>		+
FORCE	1002	MR2		1		0	0		+
<b>MOMENT</b>	<b>LID</b>	<b>G</b>		<b>SCALE</b>	<b>N1</b>	<b>N2</b>	<b>N3</b>		+
MOMENT	1003	MR2		1	0	0	0		

In questo caso le schede FORCE e MOMENT, piuttosto che per imporre carichi al modello sono state utilizzate per definire vincoli.

**CONTATTO**

Fondamentale ai fini del corretto svolgimento dell’analisi è la definizione della scheda CONTACT mediante la quale si è stabilito il tipo di contatto, gli elementi ed i rispettivi nodi che sono interessati nel contatto, la possibilità che il contatto sia o meno “*adattivo*” (cioè che gli elementi che entrano a far parte del fenomeno scompaiano o meno dall’analisi una volta che la loro dimensione è diminuita oltre un valore notevole) e molte altre caratteristiche ancora...

Tale scheda è una delle più complicate del software MSC.Dytran, dietro di essa vi sono innumerevoli algoritmi differenti che entrano in gioco per gestire la dinamica del contatto; probabilmente, e non si tratta di una affermazione senza fondamenti, non basterebbe una tesi di laurea per studiare e definire ognuno degli aspetti introducibili mediante la scheda CONTACT. Per i modelli prodotti, solo una parte dell’intera scheda è stata utilizzata (la parte più semplice per la verità) definendo i nodi master e slave interessati dal contatto ed attivando la caratteristica di ad “*adattività*” degli elementi:

<b>CONTACT</b>	<b>CID</b>	<b>STYPE</b>	<b>MTYPE</b>	<b>SID</b>	<b>MID</b>	<b>FS</b>	<b>FK</b>	<b>EXP</b>	+
CONTACT	7	PROPO	PROP	3	4				
+	<b>VERSION</b>	<b>SIDE</b>	<b>SEARCH</b>	<b>ADAPT</b>	<b>THICK</b>	<b>GAP</b>	<b>DAMPING</b>	<b>WEIGHT</b>	
+	V4			YES					

I set di elementi (“*set*” appunto per l’MSC.Dytran) indicati con 3 e 4 vengono ripresi utilizzando le schede SET1 che a loro volta vanno a richiamare le proprietà degli elementi costituenti l’assorbitore e degli elementi costituenti la boccola:

<b>SET1</b>	<b>ID</b>	<b>ID</b>							
SET1	3	2							
SET1	4	1							

In questo modo si è stabilito che i nodi che fanno parte degli elementi che si trovano sulla boccola sono nodi SLAVE, mentre i nodi che compongono gli elementi dell’asola sono nodi MASTER. Frutto di tutto questo lavoro è il modello che segue:

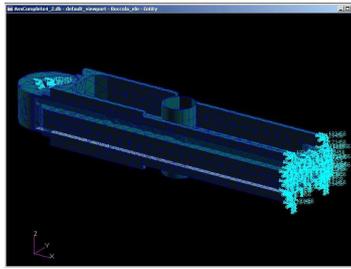


Fig. 3-16

### 3.4.3.2. Assorbitore Cilindrico

Il modello FEM dell'assorbitore che verrà descritto nelle prossime pagine è, ovviamente, l'ultima versione di una lunga serie di modelli, inizialmente più semplici e poi via via più complicati e meglio rispondenti alla realtà.

Come si può osservare dalle immagini riportate nelle pagine precedenti la zona dell'assorbitore più interessante è quella che riguarda il contatto tra la boccola centrale e l'asola; la modellazione di tale zona, del contatto tra la boccola e l'asola e della rottura del materiale di quest'ultima, ha costituito il centro di questo particolare studio.

Per semplicità si è iniziato modellando solo una parte della boccola (la metà che si supponeva essere interessata dal "contatto") e un'asola di forma arbitraria utilizzando per l'asola elementi bidimensionali con l'unico scopo di prendere familiarità con i meccanismi del contatto, della rottura e dell'assegnazione delle condizioni iniziali cui la boccola è sottoposta e che questa trasferisce all'asola; successivamente si è complicato, dal punto di vista geometrico, il modello, introducendo la restante geometria dello stesso in modo da avvicinarsi via via alla condizione "di utilizzo".

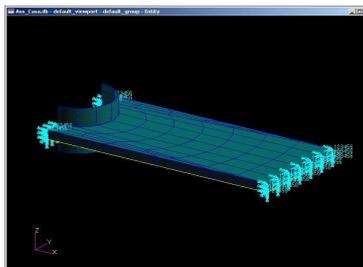


Fig. 3-17

Quando si è ritenuto che la dinamica del modello, durante tutta l'evoluzione

del fenomeno fosse abbastanza rispondente alla realtà si è passato ad effettuare la analisi la cui descrizione e i cui risultati verranno riportati nel paragrafo 4.5

Di seguito si descrivono quindi le fasi salienti che hanno portato alla completa definizione del modello frutto di questi mesi di lavoro.

### GEOMETRIA

Come si vede dalla fig. 4.3, la geometria del modello è costituita da 2 elementi distinti: un volume solido costituente l'assorbitore vero e proprio e una superficie cilindrica (ottenuta per rivoluzione di una curva) che simula la boccia alla quale, successivamente viene assegnato il compito di procedere con la deformazione dell'asola dell'assorbitore.

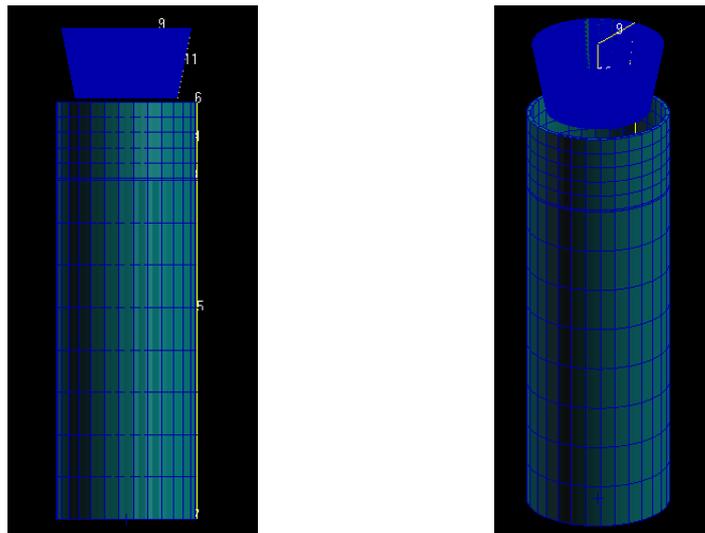


Fig. 3-18

Rispetto al modello di assorbitore già descritto questo ha richiesto particolare attenzione nella modellazione della zona nella quale lo spessore dell'asola varia: anche la Mesh che verrà descritta al punto successivo ne risentirà.

Grazie alla completa e "bidirezionale" caratteristica dei software CAE (Think3D) e Pre-processor (MSC.Patran) è stato possibile importare, utilizzando formati .iges, i modelli di entrambi i dettagli dell'assorbitore direttamente dall'ambiente di 3D a quello di analisi.

### MESH

Con il termine "mesh" si intende la discretizzazione della geometria tramite i nodi e gli elementi che sono alla base del metodo degli elementi finiti. Per quanto

riguarda la parte solida dell'assorbitore (d'ora in poi denominata semplicemente "asola") sono stati utilizzati elementi tridimensionali a forma tetraedrica (CTETRA).

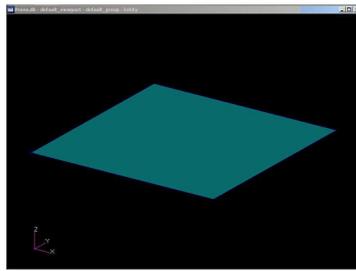


Fig. 3-19

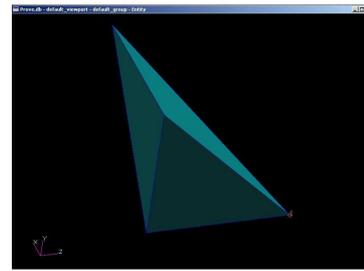


Fig. 3-20

Per quanto riguarda invece la boccola sono stati utilizzati elementi piani denominati CQUAD4: nel seguito si vedrà che mediante schede dytran opportune è possibile assegnare alla boccola caratteristica di rigidità "infinita" simulando così la caratteristica reale che ha la boccola in acciaio di subire solo qualche scalfittura a seguito dell'impatto con l'asola... Molto importante in questa fase è la definizione della "size" del mesh mediante la quale si stabilisce la dimensione geometrica che ognuno degli elementi che verranno creati avrà; come è stato già sottolineato nel corso dei capitoli precedenti, per la natura stessa del software MSC.Dytran, tale dimensione è fondamentale al fine di ottenere un modello che "giri" in tempi ragionevoli la cui soluzione vada relativamente rapidamente a convergenza...

**MATERIALI E PROPRIETA'**

Per quanto riguarda la definizione del materiale, ovviamente, si sono utilizzati 2 differenti approcci per l'asola e per la boccola: per quanto riguarda la prima si è utilizzato l'Alluminio *AA6082T651*, lega la cui composizione è costituita da una percentuale che va dallo 0,05 allo 0,7% elementi come il Magnesio e il Silicio, più alcuni elementi inerti che però tendono a rendere il materiale più rigido. Inoltre un'influenza sulle caratteristiche meccaniche del materiale è esercitata anche dalla tempra cui viene soggetto tale alluminio indicata con *T651*, descrittiva di un processo di trattamento a caldo in soluzione, rimozione dello stress con allungamento controllato e invecchiamento artificiale.

Di tale materiale era disponibile in letteratura un specifica con i seguenti valori:

Densità $\rho$	2700.	Kg/m <sup>3</sup>
Modulo di Young E	73.	GPa

<b><math>\sigma</math> di snervamento <math>\sigma_y</math></b>	0.315	GPa
<b>Modulo di Poisson <math>\nu</math></b>	0.33	
<b>Failure %</b>	0.15	

Si riportano le schede della definizione del materiale per tale alluminio:

<b>DYMAT24</b>	<b>MID</b>	<b>RHO</b>	<b>E</b>	<b>NU</b>	<b>TABLE</b>	<b>TYPE</b>	<b>TABY</b>		+
DYMAT24	1	2.7 E-6	73	.33					+
+	<b>YIELD</b>	<b>EH</b>	<b>EPSF</b>	<b>D</b>	<b>P</b>	<b>VOLF</b>	<b>EPSF-C</b>		+
+	0.315		0.15						

Come si può osservare per definire il materiale con le caratteristiche di rottura rigidezza e densità riportate si è utilizzata la scheda DYMAT24 dell'MSC.Dytran, il quale consente di definire le proprietà di un materiale non lineare plastico con indurimento (“*Hardening*”) a carattere isotropico e relazione stress/strain lineare.

Riguardo invece la boccola, come detto, allo scopo di definire un corpo rigido (si è cioè ritenuta tale la natura della boccola in acciaio) si è utilizzata la scheda MATRIG riportata di seguito :

<b>MATRIG</b>	<b>MID</b>	<b>RHO</b>	<b>E</b>	<b>NU</b>	<b>MASS</b>	<b>XC</b>	<b>YC</b>	<b>ZC</b>	+
MATRIG	2				87.	0	0	0	+
+	<b>IXX</b>	<b>IXY</b>	<b>IXZ</b>	<b>IYY</b>	<b>IYZ</b>	<b>YZZ</b>	<b>CID</b>	<b>COG-FL</b>	+
+									+
+	<b>VX</b>	<b>VY</b>	<b>VZ</b>	<b>WX</b>	<b>WY</b>	<b>WZ</b>			+
+			-2						

Come si può osservare si è assegnando alla massa del corpo rigido un valore indicativo di **87 Kg** (tale valore è ottenuto a partire dai pesi della poltrona in toto e tenendo conto del fatto che una poltrona doppia quale quella esaminata contiene 2 sostegni e quindi 2 sistemi di assorbimento di energia), e alla velocità iniziale dello stesso un valore di **2 mm/ms**.

Come è noto l'energia cinetica che in questo modo mediante la scheda MATRIG si è impresso alla boccola è pari a:

$$E_c = \frac{1}{2} M V^2 = 175 \text{ Joule}$$

Tale valore di energia, come si vedrà nel paragrafo dedicato alla descrizione dei risultati, è quello necessario e sufficiente alla boccola per percorrere, deformando via via l'asola, i 85 mm circa che la separano dal bordo inferiore dell'assorbitore.

Per la definizione delle proprietà degli elementi utilizzati si sono introdotte le schede PSHELL e PSOLID la prima per gli elementi della boccola, la seconda per gli elementi dell'asola:

<b>PSHELL</b>	PID	MID1	T						
PSHELL	1	2	.1						
<b>PSOLID</b>	PID	MID1							
PSOLID	2	1							

### VINCOLI

Per quanto riguarda i vincoli, allo scopo di isolare l'assorbitore dal contesto (assieme seduta) di cui fa parte, si sono bloccati (per traslazioni e rotazioni) solo la superficie inferiore del modello laddove, nella realtà, mediante serraggi di viti e bulloni, viene imposto un doppio vincolo ad entrambi i componenti (asola e boccola del modello). La scheda MSC.Dytran utilizzata per imporre tali condizioni è la SPC1 di cui di seguito si riporta una parte dello schema di utilizzo:

SPC1	SID	C	G1	G2	THRU	G4	Etc..		+
SPC1	1	123456	124	135	THRU	140	145	146	+

### CARICHI

Al fine di garantire che durante il contatto e la rottura successive la boccola segua un percorso rettilineo (nella realtà ciò è garantito da una sorta di guida che impone alla boccola tale comportamento) si sono inoltre utilizzate le schede TLOAD1, FORCE e MOMENT che in accoppiata con la scheda MATRIG hanno imposto un andamento lineare alla boccola.

Ognuna di tali schede, con relativa spiegazione è riportata di seguito:

TLOAD1	SID	LID		TYPE	TID				+
TLOAD1	1	1002		12					+
FORCE	LID	G	CID	SCALE	N1	N2	N3		+
FORCE	1002	MR2		1		0	0		+
MOMENT	LID	G		SCALE	N1	N2	N3		+
MOMENT	1003	MR2		1	0	0	0		+

In questo caso le schede FORCE e MOMENT, piuttosto che per imporre carichi al modello sono state utilizzate per definire vincoli.

### CONTATTO

Fondamentale ai fini del corretto svolgimento dell'analisi è la definizione della scheda CONTACT mediante la quale si è stabilito il tipo di contatto, gli elementi ed i rispettivi nodi che sono interessati nel contatto, la possibilità che il contatto sia o meno "adattivo" (cioè che gli elementi che entrano a far parte del fenomeno scompaiano o meno dall'analisi una volta che la loro dimensione è diminuita oltre un valore notevole) e molte altre caratteristiche ancora...

Tale scheda è una delle più complicate del software MSC.Dytran, dietro di

essa vi sono innumerevoli algoritmi differenti che entrano in gioco per gestire la dinamica del contatto; probabilmente, e non si tratta di una affermazione senza fondamenti, non basterebbe una tesi di laurea per studiare e definire ognuno degli aspetti introducibili mediante la scheda CONTACT.

Per i modelli prodotti, solo una parte dell'intera scheda è stata utilizzata (la parte più semplice per la verità) definendo i nodi master e slave interessati dal contatto ed attivando la caratteristica di ad "adattività" degli elementi:

CONTACT	CID	STYPE	MTYPE	SID	MID	FS	FK	EXP	+
CONTACT	7	PROPO	PROP	3	4				
+	VERSION	SIDE	SEARCH	ADAPT	THICK	GAP	DAMPING	WEIGHT	
+	V4			YES					

I set di elementi ("set" appunto per l'MSC.Dytran) indicati con 3 e 4 vengono ripresi utilizzando le schede SET1 che a loro volta vanno a richiamare le proprietà degli elementi costituenti l'assorbitore e degli elementi costituenti la boccola:

SET1	ID	ID							
SET1	3	2							
SET1	4	1							

In questo modo si è stabilito che i nodi che fanno parte degli elementi che si trovano sulla boccola sono nodi SLAVE, mentre i nodi che compongono gli elementi dell'asola sono nodi MASTER. Frutto di tutto questo lavoro è il modello che segue:

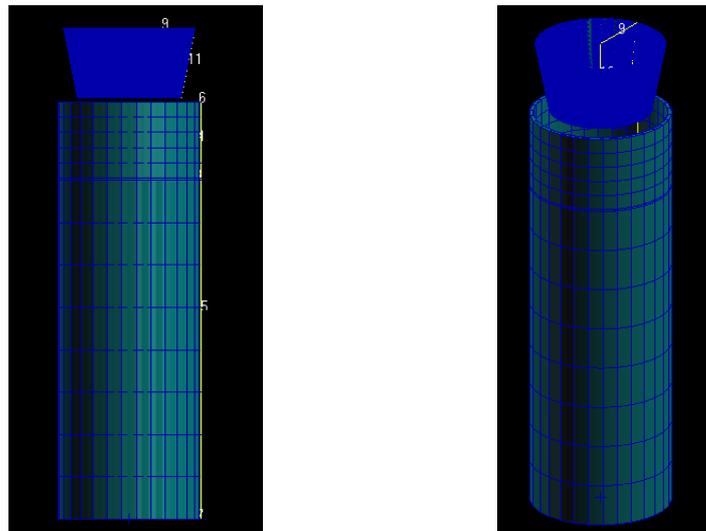


Fig. 3-21

### 3.4.3.3. Seduta

Anche per la seduta, come già detto per l'assorbitore, il modello di cui verranno descritte le caratteristiche salienti è l'ultimo prodotto di una lunga serie di modelli semplici inizialmente, e via via più complicati allo scopo di renderli più rispondenti alla realtà sia della produzione che del test dinamico cui questi vengono sottoposti.

Vista la complicatezza della geometria e la difficoltà nel modellare la tipologia di carico cui una poltrona aeronautica sottoposta ad un test 16g è sottoposta, i primi modelli che si sono studiati piuttosto che focalizzarsi sulla rispondenza del modello alla realtà si sono prodotti allo scopo di riuscire, in maniera completa, a riprodurre in corrispondenza degli attacchi della poltrona con il pavimento, l'andamento dell'accelerazione richiesto dalla norma e che nei test dinamici viene trasferito alle poltrone.

Si è quindi iniziato modellando l'ipotetico impatto di un'unica gamba secondo la normativa 16g; si è poi proceduto modellando un intero sostegno singolo completo di un elemento traversa sia con elementi monodimensionali che bidimensionali; infine si è modellato un assieme seduta come quello poi completo con geometria degli elementi (beam, sostegni anteriori e posteriori, traverse, assorbitori etc...) di proprietà uguali tra loro e, comunque, generiche.

Di seguito si riportano dettagli dei suddetti elementi:

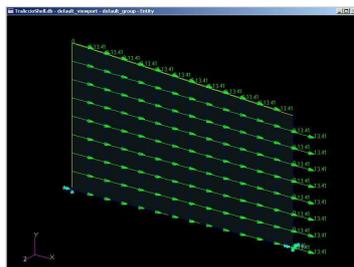


Fig. 3-22

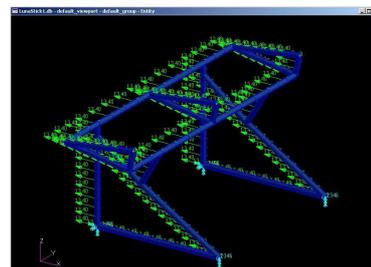


Fig. 3-23

Quando si è ritenuto che la dinamica del modello, durante tutta l'evoluzione del fenomeno fosse abbastanza rispondente alla realtà si è passato ad effettuare la analisi la cui descrizione e i cui risultati verranno riportati nel paragrafo 4.5.

Di seguito si descrivono quindi le fasi salienti che hanno portato alla completa definizione del modello frutto di questi mesi di lavoro.

## GEOMETRIA

A differenza di quanto fatto per l'assorbitore, in questo caso vista la complicità geometrica del modello dovuta all'elevato numero di particolari ai dettagli con cui questi sono costruiti e alla notevole diversità geometrica che li contraddistingue (alcuni possono essere espressi come elementi monodimensionali, altri bidimensionali, altri, necessariamente, tridimensionali) a partire dal modello CAE in Think3D, la determinazione di una geometria semplice ma comunque il più possibile rispondente alla realtà ha richiesto un notevole impegno preliminare. Si sono necessariamente dovute fare delle approssimazioni geometriche e nelle condizioni di vincolo, si sono dovuti modellare con elementi monodimensionali elementi tridimensionali ad esempio principalmente per ridurre i tempi di elaborazione che, come detto nel corso del capitolo 2, sono notevolmente dipendenti dalla dimensione degli elementi.

Di seguito si riporta, quindi, la geometria dell'assieme seduta utilizzata per l'analisi:

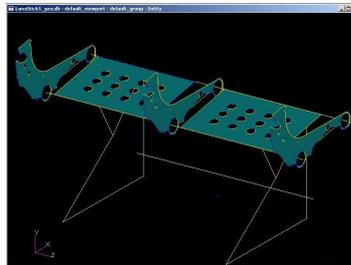


Fig. 3-24

### MESH

Anche in questo caso lo svolgimento di questa fase è stata molto differente da quanto fatto per l'assorbitore, infatti, vista la semplicità geometrica cui il modello è stato ridotto e vista la natura per lo più monodimensionale e bidimensionale del modello, la size del mesh in questo caso è stata assegnata con maggiore "tranquillità".

Gli elementi utilizzati sono stati CBEAM per le geometrie lineari e CQUAD per quelle piane; poiché per i secondi già si è riportato un modello di seguito c'è una immagine solo del primo:





CONM2	ID	G	M	I
CONM2	1	567	1E+6	
CONM2	14	577	1E+6	
CONM2	15	557	1E+6	
CONM2	16	566	1E+6	
CONM2	2	1168	39	
CONM2	3	805	78	
CONM2	4	1522	39	
CONM2	5	619	2	
CONM2	6	620	2	
CONM2	7	621	2	
CONM2	8	622	2	
CONM2	9	623	2	
CONM2	10	624	2	
CONM2	11	625	2	
CONM2	12	626	2	
CONM2	13	627	2	

### VINCOLI

Le uniche reazioni vincolari imposte al modello sono state applicate in corrispondenza degli attacchi dei sostegni con il pavimento; come fatto per l'assorbitore si è utilizzata la scheda SPC1 per definire tali reazioni come di seguito riportato:

SPC1	1	23456						
SPC1	1	23456						

Come si può notare ai nodi è stata consentita la traslazione orizzontale al fine di consentire al modello di “viaggiare” lungo la direzione X; inoltre ai nodi corrispondenti agli attacchi con il pavimento dei sostegni posteriori è stata consentita la rotazione intorno all'asse z.

### CARICHI

L'applicazione dei carichi è stata una delle fasi più delicate della preparazione di questo modello: l'obiettivo infatti è quello di imporre alla intera seduta una velocità di avanzamento lungo la direzione x di  $13,4 \text{ mm/ms}$  e, successivamente applicare, in corrispondenza degli attacchi una forza diretta in direzione opposta tal da imporre all'intera seduta un picco di accelerazione ad andamento triangolare così come previsto dalla norma. Tale applicazione segue la teoria del “*Large Mass Method*” (ref. Appendice B) mediante la quale utilizzando un numero opportuno di masse concentrate ed applicando a queste delle forze con l'andamento che ci interessa è possibile ottenere in corrispondenza degli attacchi il profilo 16g.

Per far ciò, come detto, oltre ad utilizzare delle masse concentrate applicate

negli attacchi con il pavimento si sono utilizzate le schede FORCE (già descritta nel paragrafo relativo all'assorbitore) e la scheda TABLE che consente di assegnare alla forza un andamento variabile. Di seguito si riporta una descrizione delle schede utilizzate complete dei valori introdotti:

TLOAD	1	10		0	1				
FORCE	10	567	0	9.81E+3	-.985		.174		
FORCE	10	577	0	9.81E+3	-.985		.174		
FORCE	10	557	0	9.81E+3	-.985		.174		
FORCE	10	566	0	9.81E+3	-.985		.174		
<b>TABLED1</b>	<b>ID</b>								
TABLED1									+
+	<b>X1</b>	<b>Y1</b>	<b>X2</b>	<b>Y2</b>	<b>X3</b>	<b>Y3</b>	<b>Etc..</b>	<b>Etc..</b>	
+	0	0	5	0	95	46	185	0	

Come si può osservare dalla scheda FORCE la direzione della stessa è inclinata di 10° al fine di simulare lo yaw di 10° imposto alla poltrona al momento del test dinamico. Per assegnare a tutta la struttura una velocità iniziale pari a quella indicate si sono utilizzate le schede riportate di seguito:

SET1	1	1	THRU	1762					
<b>TICGP</b>	<b>SID</b>	<b>SETID</b>	<b>NAME</b>	<b>VALUE</b>					
TICGP	1	1	XVEL	13.4					

Frutto di tutto questo lavoro è il modello che segue:

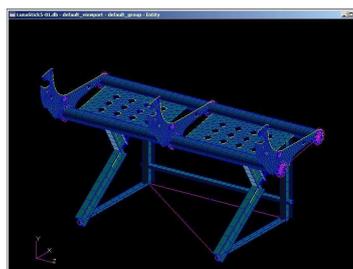


Fig. 3-26

### 3.4.4. Test numerici

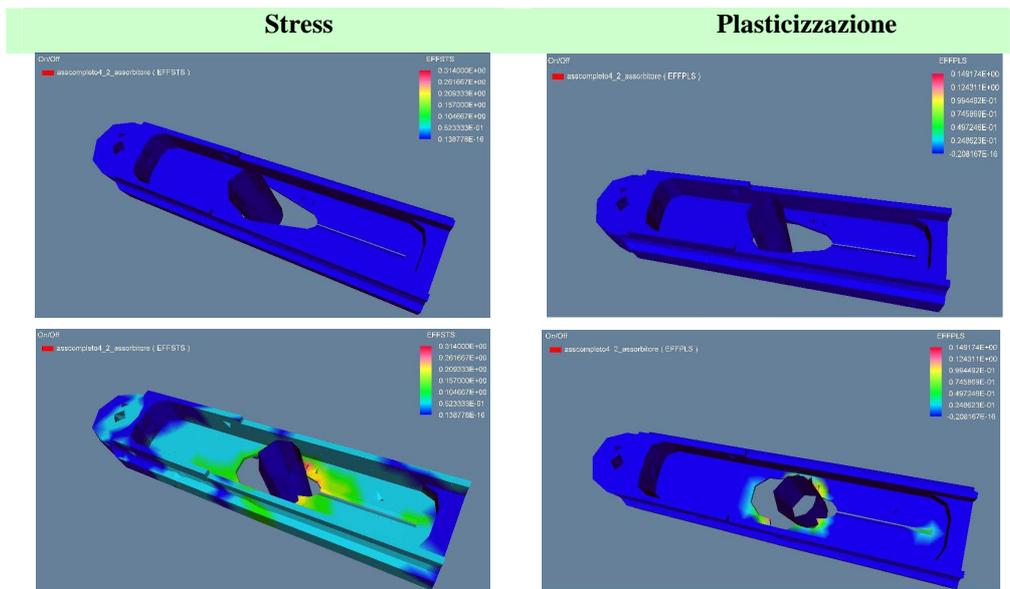
Per i modelli descritti nel paragrafo 4.3, ovviamente, sono state effettuate delle analisi i cui risultati sono riportati, separatamente per l'assorbitore e la seduta, nei paragrafi che seguono. Data la complicatezza della visualizzazione di una evoluzione dinamica di un modello per entrambi si utilizzerà un approccio "tipo animazione" nel senso che verranno riportate una serie di immagini che, se viste in sequenza, riprodurranno l'evoluzione dinamica dei modelli. Oltre a questo, si

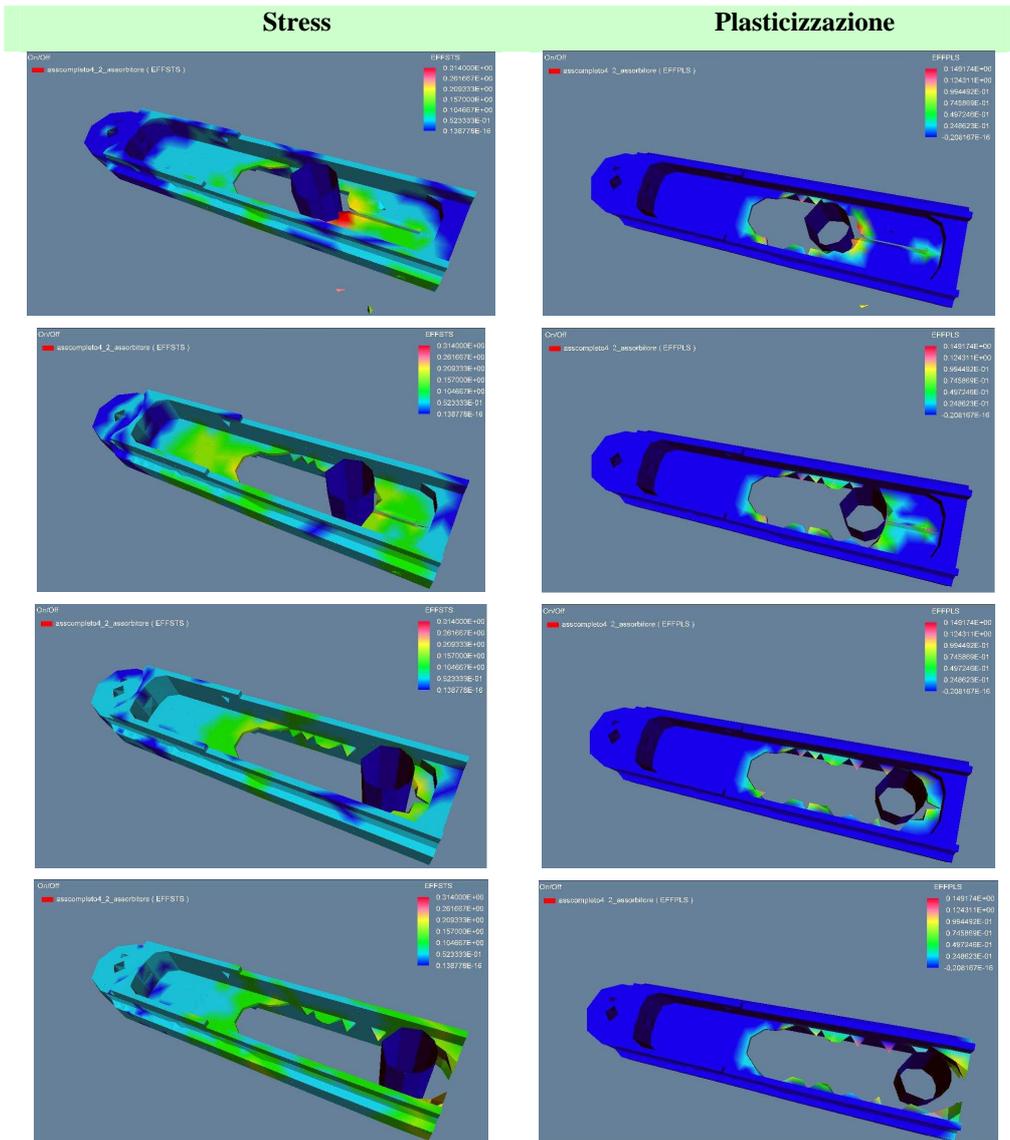
riportano anche grafici e diagrammi per ogni singolo modello...

### 3.4.4.1. Assorbitore Cubico

Per quanto riguarda il primo modello si era particolarmente interessati a riprodurre, mediante una analisi numerica, ciò che avviene nella realtà e cioè la rottura dell'asola per l'intera superficie della stessa (lunghezza circa 40mm) fin quasi alla estremità della stessa. Tale risultato è stato raggiunto, come detto, assegnando alla boccola una energia cinetica pari a 174 Joule; tale quantità può chiaramente essere ottenuta con differenti combinazioni di massa e velocità. Poiché come è noto le caratteristiche elasto/plastiche di un materiale variano al variare della velocità con la quale avviene un fenomeno tale combinazione deve essere scelta con attenzione. A valle di vari test e verifiche nel nostro caso, come detto, è stata usata una combinazione di  $M=87\text{ Kg}$  e  $V=2\text{mm/ms}$ .

I risultati dell'ultima (e più rispondente alla realtà) simulazione sono riportati di seguito; sulla sinistra sono riportati gli andamenti degli stress, sulla destra quelli che riportano la plasticizzazione lungo il modello:





Si tenga conto che l'intero fenomeno dura 35 ms. Inoltre, tenendo conto che la massa è ovviamente costante durante il fenomeno, si riportano di seguito dei grafici che riportano la diminuzione della velocità della boccia ergo, una diminuzione della energia cinetica ed un aumento della energia di dissipazione interna:

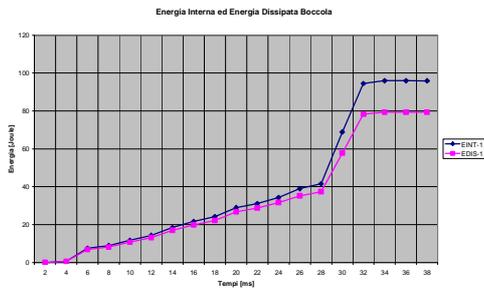


Fig. 3-27

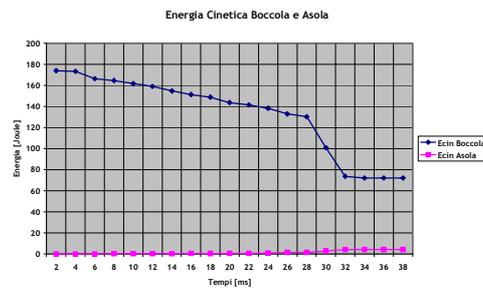
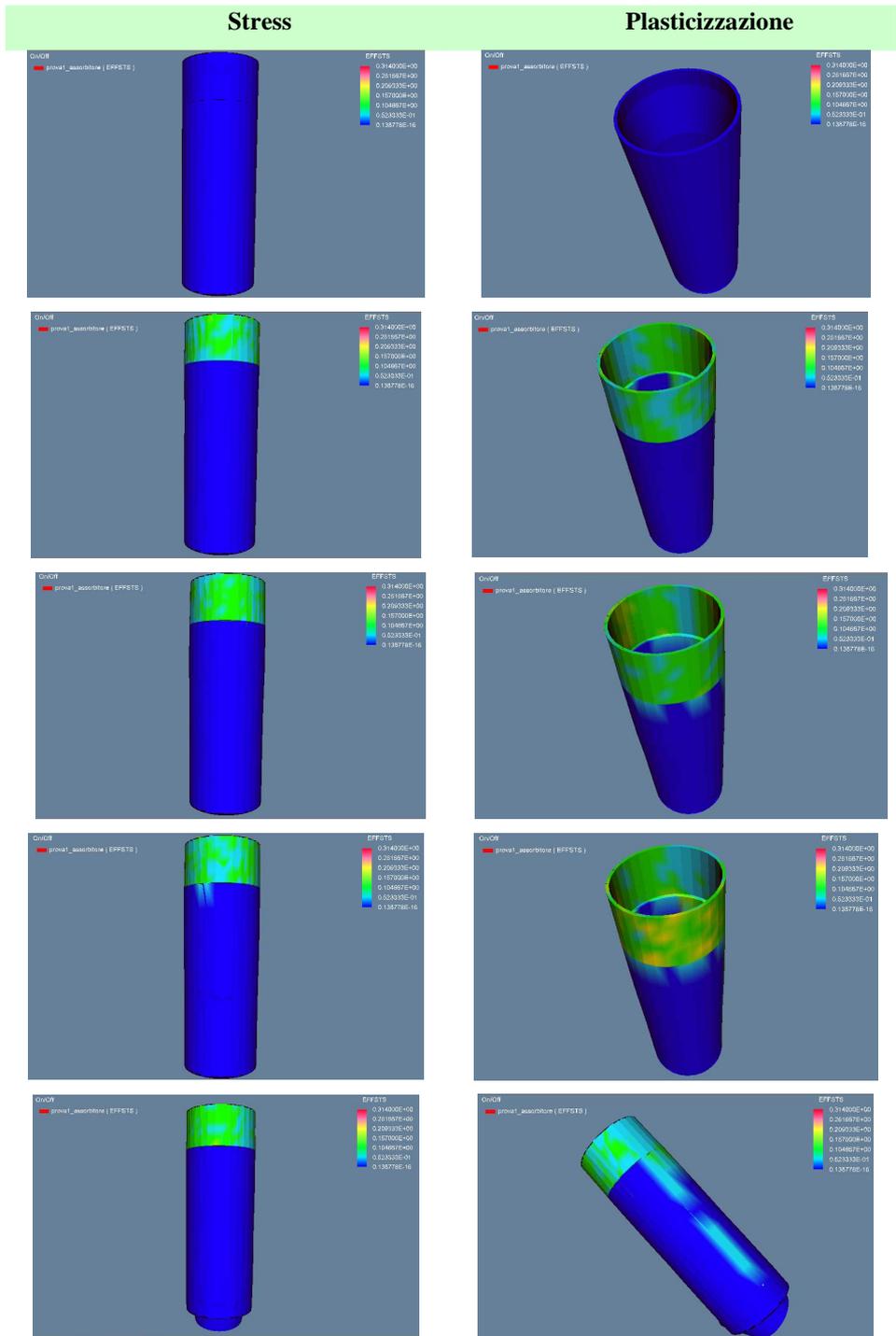


Fig. 3-28

### 3.4.4.2. Assorbitore Cilindrico

Per quanto riguarda il primo modello si era particolarmente interessati a riprodurre, mediante una analisi numerica, ciò che avviene nella realtà e cioè la deformazione dell'asola per l'intera superficie della stessa (lunghezza circa 85 mm) fin quasi alla estremità della stessa. Tale risultato è stato raggiunto, come detto, assegnando alla boccola una energia cinetica pari a 174 Joule; tale quantità può chiaramente essere ottenuta con differenti combinazioni di massa e velocità. Poiché come è noto le caratteristiche elasto/plastiche di un materiale variano al variare della velocità con la quale avviene un fenomeno tale combinazione deve essere scelta con attenzione. A valle di vari test e verifiche nel nostro caso, come detto, è stata usata una combinazione di  $M=87 \text{ Kg}$  e  $V=2\text{mm/ms}$ . I risultati dell'ultima (e più rispondente alla realtà) simulazione sono riportati di seguito; sulla sinistra sono riportati gli andamenti degli stress, sulla destra quelli che riportano la plasticizzazione lungo il modello:





Si tenga conto che l'intero fenomeno dura 99 ms. Inoltre, tenendo conto che la massa è ovviamente costante durante il fenomeno, si riportano di seguito dei grafici che riportano la diminuzione della velocità della boccia ergo, una diminuzione della energia cinetica ed un aumento della energia di dissipazione interna:

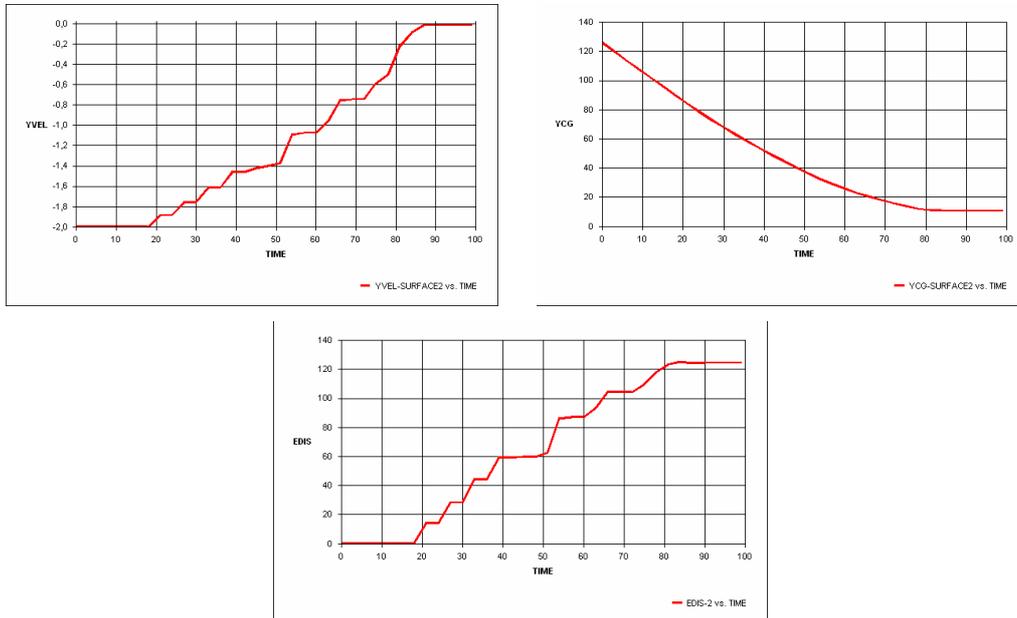
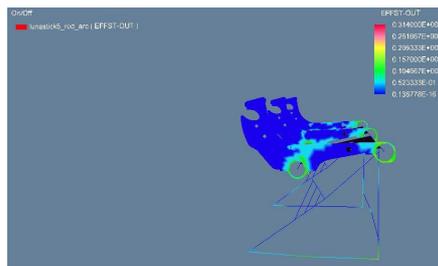
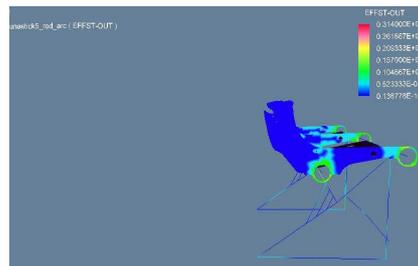
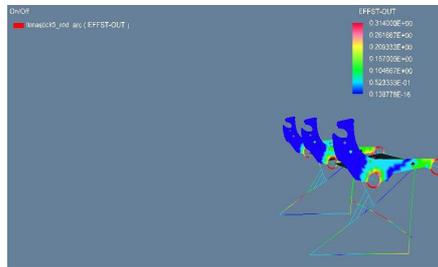
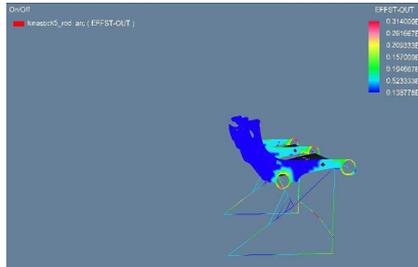
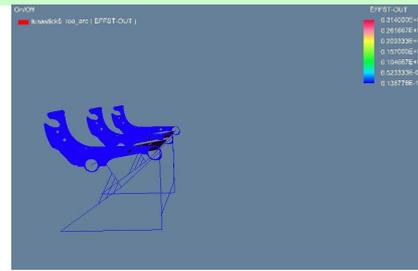


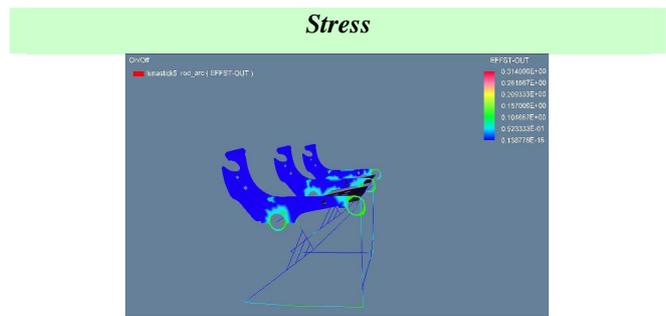
Fig. 3-29

### 3.4.4.3. Seduta

Per tale modello l'obiettivo era quello di riuscire a riprodurre e simulare, mediante un modello numerico, il comportamento dell'assieme seduta di una poltrona doppia quando viene sottoposto ad un test dinamico 16g forward. Tale risultato è stato raggiunto, come detto, assegnando alla seduta una velocità iniziale di  $13.4 \text{ mm/ms}$  ed attivando dopo 5 ms una forza agente in corrispondenza degli attacchi della poltrona di intensità tale da produrre il diagramma di carico triangolare a 16g richiesto dalla norma. Anche in questo caso, come fatto per l'assorbitore, i risultati dell'ultima (e più rispondente alla realtà) simulazione sono riportati di seguito; sulla sinistra sono riportato gli andamenti degli stress lungo il modello:

Stress





A differenza dell'assorbitore, in questo caso, il fenomeno dura 250 ms.

Di seguito si riporta il diagramma di accelerazione imposto dalla forza applicata in corrispondenza di uno dei 4 attacchi (gli altri 3 hanno andamento perfettamente identico):

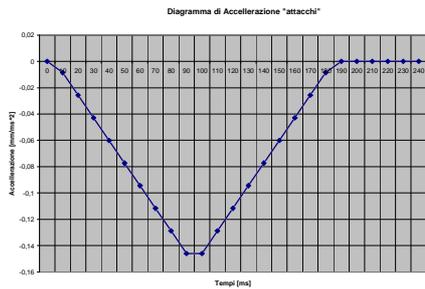


Fig. 3-30

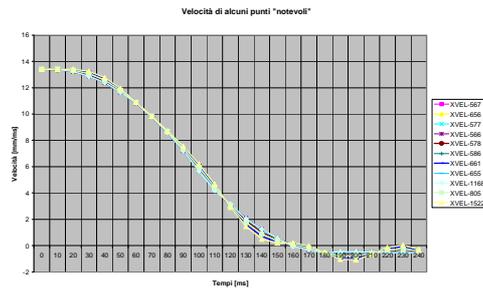


Fig. 3-31

Si riportano inoltre gli andamenti delle velocità di alcuni punti “notevoli” della seduta e cioè dei punti in corrispondenza dei quali sono state messe le masse dei passeggeri, gli attacchi con il pavimento etc... Si può osservare l'andamento costante della velocità per i primi 5 ms, seguito da una brusca diminuzione della stessa durante la fase di applicazione delle forze alla base della poltrona, fino a raggiungere i valori negativi al termine della simulazione quando la poltrona torna un poco indietro.

### 3.5. MODELLI PER L'INTERAZIONE OCCUPANTE-VELIVOLO

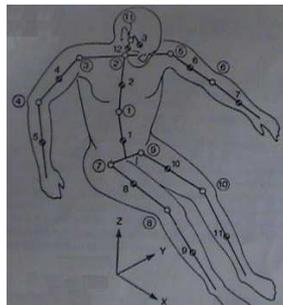
### 3.5.1. Caratteristiche sull'utilizzo dell'ATB

Raccoglieremo in questo capitolo gli aspetti fondamentali del codice ATB, un modello matematico capace di simulare l'interazione struttura-occupante e di stimare con precisione il danno procurato all'occupante a seguito di un impatto.

Il programma ATB (Articulated Total Body) è stato in principio sviluppato dal dipartimento della difesa e del trasporto americano con lo scopo principale di simulare quali conseguenze potessero avere gli incidenti sugli occupanti di un velivolo, e quindi di assistere i disegnatori nella progettazione dello spazio abitabile di un velivolo; poi tale codice fu rielaborato dal laboratorio di ricerche mediche Armstrong Aerospace per simulare la dinamica di molti altri sistemi, come l'airbag, la cintura di sicurezza, le superfici capaci di dissipare in maniera controllata l'energia cinetica dell'impatto e quant'altro potesse contribuire per limitare le conseguenze di un incidente, una tipica simulazione di crash con questo tipo di codice dura meno di 10 minuti. Questo programma crea masse concentrate per simulare il moto di un insieme di elementi rigidi connessi o disgiunti, sfruttando un approccio di modellazione analitico ibrido basato sulla legge di moto di Newton, ma considerando compatibilmente anche il moto che i vincoli impediscono.

La modellazione dell'occupante prevede che le varie parti del corpo sono rappresentate da elementi di masse concentrate (segment) collegate fra di loro da punti di interconnessione (joint) come mostrato in figura 3-33 della pagina seguente.

Ogni elemento rigido viene definito assegnando la massa e le caratteristiche inerziali dei segmenti corpo equivalenti, i segmenti corpo visivamente sono rappresentati da ellissoidi (fig 3-34) che sono anche le superfici di contatto che demarcano le forze di interazione con l'ambiente circostante.



**Fig. 3-32**

Un manichino tipico, è suddiviso in 17 segmenti connessi da 16 joint:

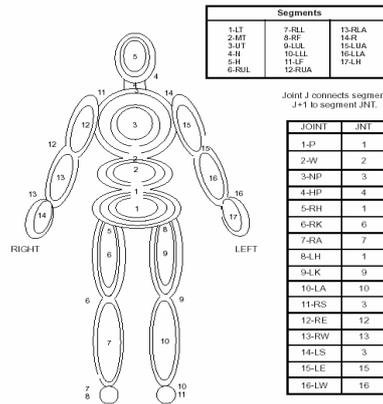


Fig. 3-33

Nella figura 3-35 riportiamo i diversi tipi di joint a disposizione per collegare le masse fra di loro, si possono distinguere alcuni tipi di joint singoli altri multipli, che vengono connessi fra di loro e joint che permettono il movimento solo lungo un asse:

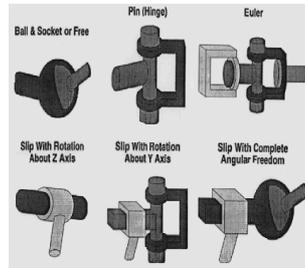
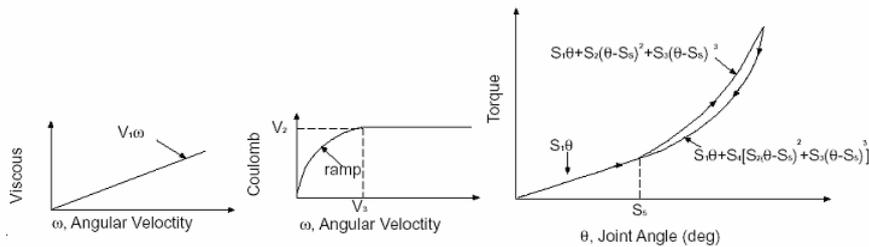


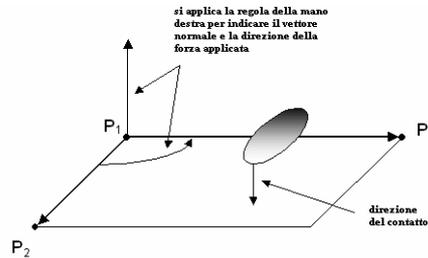
Fig. 3-34

Le caratteristiche torcenti dei joint dipendono dal punto di fine corsa, dall'energia di dissipazione e dai coefficienti di torsione lineare, cubico e quadratico, inoltre deve essere anche specificato lo smorzamento e l'attrito.



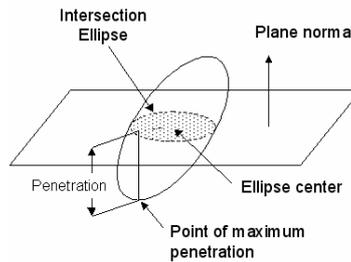
**Fig. 3-35**

I piani sono comunemente utilizzati per simulare le superfici dei veicoli, questi vengono definiti da tre punti  $P_1$   $P_2$   $P_3$  specificati rispetto ad un sistema di riferimento, applicando la regola della mano destra ruotando  $P_2$  verso  $P_3$  il pollice è il punto verso il quale è definito l'ellissoide di contatto.



**Fig. 3-36**

Le forze esterne sono applicate al corpo attraverso il contatto con gli ellissoidi. La procedura utilizzata per determinare l'ampiezza, la direzione e la posizione dell'ellissoide rispetto al piano di contatto è illustrato nella figura che segue:



**Fig. 3-37**

La perpendicolare condotta dal piano al punto di massima penetrazione dell'ellissoide definisce la penetrazione  $d$ , questo parametro  $d$  ci permette di calcolare le forze normali e di attrito con la relazione forza-spostamento; come punto di applicazione dell'ellissoide si può considerare sia il centro dell'ellissoide sia il punto di massima penetrazione. L'energia di dissipazione e di deformazione sono funzione del parametro  $d$  e della sua variazione. Le forze di attrito sono applicate dallo stesso punto come forze di contatto, ma parallela alla superficie di contatto.

Le superfici a stretto contatto danno particolari problemi quando il punto di massima penetrazione cade nel piano di contatto. Il problema si risolve definendo il

piano di contatto con un ellissoide. In più devono essere specificati, il parametro R che caratterizza il valore dell'energia assorbita, il parametro di deformazione G e l'inerzia che indica la rottura, questi parametri sono definiti nel modulo E del file.AIN che tratteremo ampiamente nelle pagine che seguono. I parametri R e G sono così rappresentati:

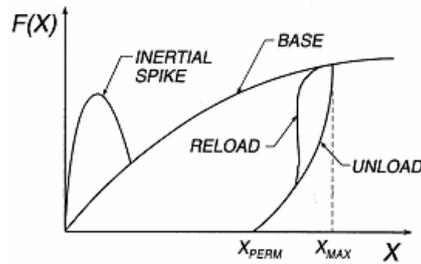


Fig. 3-38

$$R = \frac{\text{Area racchiusa dalla curva unload}}{\text{Area racchiusa dalla curva load}} \quad \begin{cases} R = 1 \text{ nessuna energia persa} \\ R = 0 \text{ max della energia persa} \end{cases}$$

$$G = \frac{x_{perm}}{x_{max}} \quad \begin{cases} G = 1 \text{ max della deformazione permanente} \\ G = 0 \text{ nessuna deformazione permanente} \end{cases}$$

Si è già evidenziata la possibilità circa la rappresentazione di diversi componenti come airbag e cinture di sicurezza, nel seguito si cercherà di risaltare le caratteristiche principali di questi due componenti

Il sistema cintura mostrato in figura 3-40, è rappresentato da una corda allungata che mette in contatto una serie di punti sulla superficie di uno o più segmenti corpi, ellissoidi.

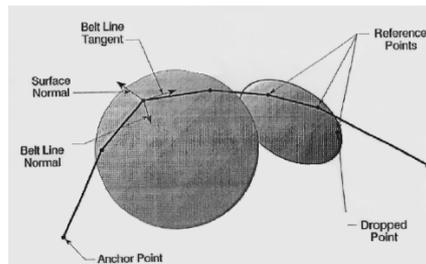
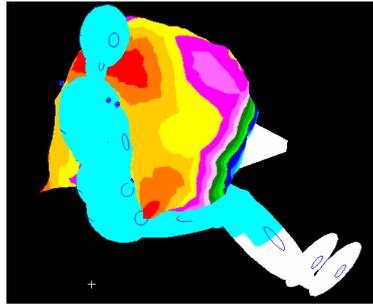


Fig. 3-39

Questi punti sono rigidamente attaccati agli ellissoidi e si muovono solidalmente ad essi; quando la cintura penetra la superficie del corpo, l'algoritmo

simula l'allungamento tra il punto di ancoraggio e il punto a stretto contatto con l'ellissoide di attraversamento. Durante la simulazione i punti scorrono lungo gli ellissoidi, e le loro posizioni sono determinate dall'equilibrio delle forze coinvolte nell'allungamento della stringa e sono ricalcolati ad ogni iterazione. Le caratteristiche dei punti di contatto con l'ellissoide sono funzione del punto di ancoraggio, della tensione, delle proprietà fisiche della cintura e dei coefficiente di frizione longitudinale e trasversale. Il sistema airbag è rappresentato da un ellissoide attaccato ad una superficie, il modello è caratterizzato da una membrana che si riempie di gas.



**Fig. 3-40**

Le caratteristiche che devono essere definite per modellare questo tipo di sistema sono:

- 1 La tensione dell'elemento, per simulare la trasmissione della tensione attraverso i muscoli.
- 2 l'elemento flessibile, per simulare nuca e spina dorsale.
- 3 I particolari tipi di joint che permettano lo scorrimento, così da simulare elementi di governo come la colonna vertebrale.
- 4 elementi smorzanti per simulare tutti gli altri elementi di connessione
- 5 il tipo di forze che trasmettono le parti del veicolo con cui il manichino viene a contatto.

Il moto del veicolo e dei singoli segmenti può essere specificato o rispetto agli assi di inerzia o rispetto al moto di qualunque altro segmento purché il moto sia già stato specificato. La figura 5.8 mostra tre sistemi di riferimento diversi utilizzati da questo programma.

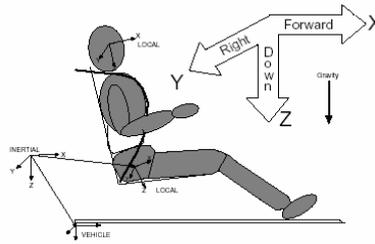


Fig. 3-41

Il sistema di riferimento inerziale usato è quello che segue la convenzione della mano destra, dove l'asse z è positivo verso il basso, l'asse x è positivo in avanti, e l'asse y positivo quando rivolto verso destra.

L'accelerazione e il moto del veicolo sono specificati rispetto ad un sistema di coordinate inerziale. In generale il veicolo e il sistema di coordinate coincidono all'istante zero. Ogni segmento ha un sistema di riferimento locale con origine coincidente con il centro dell'ellissoide.

Il programma richiede dei dati in input che specifichino le caratteristiche del corpo umano, il moto, i piani, le cinture e gli airbag che sono a contatto con il corpo, e forniscono gli output desiderati. Per il nostro scopo abbiamo utilizzato come post-processor il Patran e come solver il DYTRAN, per cui i file di input avranno come estensione .DAT e ..AIN, quest'ultimo è l'ATB file dove vengono riportate tutte le informazioni necessarie per simulare l'interazione occupante-velivolo.

Si possono poi distinguere diverse forme di file di output, oltre a quelli già ampiamente trattati quando abbiamo parlato del Dytran:

.AOU, è il file principale di output dell'ATB, questo è sempre generato e contiene la descrizione dei dati in input e la Time History nel formato tabulare ASCII relativamente allo specifico time step.

.THS è il file di output che riporta la Time History cioè l'evoluzione temporale delle variabili che si sono richieste, viene generato solo se richiesto.

Per simulare un crash frontale, si usa un manichino Hybrid III 50%, questo viene modellato dal GEBOD, Generator Body Data. Questo programma fornisce i dati in un formato di input tale che possa essere supportato dall'ATB. Le proprietà del manichino sono rappresentate in scala e fanno riferimento alle specifiche del peso e

dell'altezza di un uomo di dimensioni medie. Quella che segue è l'immagine del manichino così come prodotto dal programma Gebod e importato nel Patran.

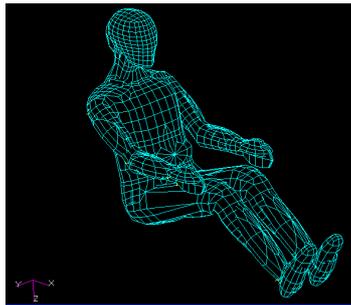


Fig. 3-42

### 3.5.2. Il file .AIN

Il file con estensione .AIN è organizzato in otto sezioni o moduli contrassegnati dalle lettere dell'alfabeto da A a H:

INPUT DATA REQUIREMENTS
A. RUN CONTROL
B. OCCUPANT DESCRIPTION
C. VEHICLE MOTION
D. CONTACT DEFINITIONS
E. FUNCTIONS
F. ALLOWED CONTACTS
G. INITIAL CONDITIONS
H. TIME HISTORY SPECIFICATIONS

La prima sezione, A, fa riferimento al controllo dell'analisi, ed è organizzata in sotto campi. Il campo A1a, A1b e A1c riportano notizie descrittive del tipo di analisi che è stata effettuata come la data, la descrizione del test cui è stato sottoposto il manichino e le unità di misura utilizzate.

Il campo A4 contiene parametri che controllano gli step di integrazione e la durata totale dell'analisi. Nel caso del nostro esempio abbiamo 6 55 .003 .000125 .001 .000125, il numero 55 specificherà il numero dei time step, 0.003 specificherà il time-step in secondi. Il prodotto di questi due è la durata complessiva dell'analisi 165ms per il caso nostro. I dati saranno scritti nel file di output .AOU per ogni time step. L'integratore deve incrementare o diminuire il time step per dare efficienza e accuratezza, il primo 0.00125 è la dimensione dello step iniziale. Il max e il min time step sono .001e .000125. Il numero 6 è il numero di iterazione per la

convergenza finale del test. In generale, il solo cambiamento necessario è il numero di time step per incrementare o diminuire la durata della simulazione.

Il campo A5 contiene un array di 36 interi binari, chiamati NPRT che controllano i dati di output del programma. I primi 4 numeri sono 0 0 1 2 , il primo 0 specifica la frequenza di salvataggio dei dati nel file di output nel caso in cui si utilizzi come post-processor VIEW. Il numero 1, NPRT3 specifica la frequenza di integrazione e la convergenza a cui deve giungere il file .AOU, NPRT4 specifica il tipo di output desiderato.

La seconda sezione, B, fa riferimento al manichino, nel nostro esempio facciamo riferimento all’Hibrid III, in questo campo vengono definite le caratteristiche dei segment e dei joint che rappresentano la modellazione del manichino.

Il campo C specifica la time history dell’accelerazione del veicolo sottoposto a crash, il campo C1 è una linea di 80 caratteri per descrivere il crash, la linea C2 fa riferimento all’accelerazione cui è soggetto il manichino, nel nostro caso tutto è fermo quindi ci saranno tutti zero.

Il campo D specifica le superfici di contatto sul velivolo. Nell’esempio vengono specificati cinque piani, il numero 5 nella linea del campo D1 specifica che saranno definiti cinque piani, il numero 7 indica invece i dati del manichino Hibrid III. Questi indica che sette funzioni descrivono i joint del manichino incluse nel campo E7. I cinque piani saranno definiti in cinque moduli D. Ogni piano è specificato da tre punti, misurati rispetto al veicolo. Il campo D7 è sempre richiesto, anche se tutti i valori sono zero.

La posizione del veicolo verrà indicata nella figura sottostante:

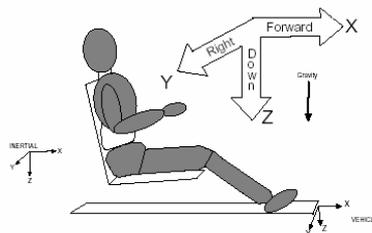


Fig. 3-43

Il campo E fornisce una libreria di forze e coefficienti che specificano interazioni tra il manichino e le superfici di contatto, il modulo E1 fornisce il

numero di identificazione della funzione, 1, e la descrizione della funzione, Head Surface, E2, E3 e E4 riportano la descrizione della funzione. Queste funzioni possono essere utilizzate come libreria, il modulo E7 così come il modulo E1 definisce le librerie.

*Il campo F* specifica il contatto che viene in seguito alla simulazione, per ogni piano specificato nella scheda D1 deve essere definita una zona di contatto nel campo F, la prima linea del campo F1 specifica il numero di contatti per ogni piano definito, le successive linee contengono numeri che descrivono le caratteristiche del contatto, le linee che iniziano con il numero 1 indicano il contatto che si verifica tra il segment 18, lo schienale della sedia, e i segment che vanno da 1 a 5, lower torso, middle torso, upper torso, neck, head; la linea che inizia con il numero 2 indica invece il contatto tra il sedile della sedia e il lower torso del manichino, le linee con i numeri 3, 4 e 5 indicano il contatto delle gambe e dei piedi con la paratia, con il pavimento e con la pedaliera. I moduli F3 e F4 sono sempre richiesti, anche quando sono zero. Il fatto che il campo F3 è nel nostro caso vuoto è giustificato dal fatto che non sono previsti in seguito ad una simulazione di urto i contatti tra i diversi segment. Il campo F4 definisce le informazioni sui tipi di collegamenti joint.

*Il campo G* definisce la posizione iniziale del dummy. La linea G1 definisce le informazioni per identificare la velocità iniziale dei segmenti che è differente dalla velocità del velivolo. Il campo G2 definisce le coordinate della sedia che nel file è stata definita come un segment. Il campo G3 definisce gli angoli di pitch, roll e yaw.

*Il modulo H* specifica le time history dell'output che si desidera. H1 dà l'accelerazione lineare, nell'esempio il numero 3 indica che sono desiderate tre accelerazioni. H2 e H3 danno dati simili ma sullo spostamento e sulla velocità. I moduli H4, H5 e H6 definiscono accelerazione velocità e spostamenti angolari dei segment. Il modulo H11 definisce infine il calcolo dell'HIC.

Nel paragrafo successivo riporteremo una serie di fotogrammi relativi alla simulazione di tutto il fenomeno, ma prima è necessario affrontare seppur brevemente alcuni aspetti peculiari affinché sia più facile la comprensione degli argomenti che tratteremo e facilitare l'interazione con tali codici.

L'interfaccia MSC-DYTRAN - ATB è una parte integrante del codice Dytran e ci ha permesso di interagire con i file con estensione .AIN, naturalmente sono

necessarie delle procedure di riconoscimento, per esempio è opportuno che il codice Dytran riconosca i segment che vengono definiti nell'ATB e a tal proposito è necessario utilizzare il comando: RELEX, per esempio, quello che nel modulo B2 del file .AIN abbiamo definito segment head, nel dytran è necessario, perché questo segment sia riconosciuto, inserire il campo RELEX, HEAD, ATB.

Inoltre è necessario definire l'orientazione dei segment che sono stati definiti, questa procedura è resa applicabile se utilizziamo il campo ATBSEG e definendo i punti che nello spazio individuano posizione e orientazione rispetto ad un sistema di riferimento inerziale. Il valore dell'accelerazione che agisce sui segment viene indicato con il campo ATBACC, nel quale sono riportati i valori in forma tabulare delle accelerazioni e i segment su cui questa è applicata. Per quanto riguarda invece il problema del contatto, la scheda CONTREL, che sta per CONTACT with Rigid ELLipsoid definisce il contatto tra segment e grid point o corpi rigidi che segment non sono. RCONREL, Rigid CONEction with a Rigid ELLipsoid permette invece di associare ai segment le proprietà che sono state definite nel Dytran. Per finire l'ultima considerazione è sul manichino, i segment sono visti come degli ellissoidi, ma affinché il manichino sia del tutto simile ad un corpo umano è necessario dargli una muscolatura, questo tipo di manichino viene anche chiamato digitalizzato.

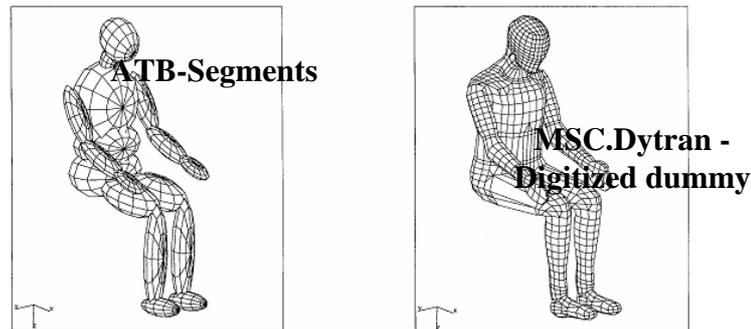


Fig. 3-44

### 3.5.3. Simulazione del manichino

L'obiettivo è la simulazione del comportamento di un occupante in corrispondenza di diversi valori di accelerazioni che si presentano nella vita operativa di un normale aereo di linea o militare. Per realizzare una simulazione

completa è stato necessario modellare tutti gli elementi che partecipano ossia il modello dell'occupante, la cintura di sicurezza e la sedia.

L'occupante è posto su una sedia discretizzata con elementi shell a quattro nodi (CQUAD4) e divisa in cinque parti per meglio evidenziare il contatto delle diverse parti del corpo con la sedia, essa è suddivisa in sedile, schienale, pavimento, pedalina e paratia parafiamma; la cintura di sicurezza vincola il manichino alla sedia, sono stati utilizzati per discretizzarla gli elementi CROD, le cui proprietà sono state definite nella scheda PBELT che si presenta così:

Istruzione	# id	LOAD	UNLOAD	DENSITA'	SMORZAMENTO	SMORZ 2	SLACK	PRESTRESS
PBELT	1	1	2	.1860	0.1	0.1		1

dove load e unload riportano il numero con cui sono identificate due TABLED1, cioè i due campi per definire una funzione in forma tabulare, la differenza sta nel definire l'andamento della forza in presenza e in assenza del carico; la cintura considerata ha una massima estensione dell'8% della lunghezza sottoposta al valore massimo di carico pari a 1150kg e ha una densità di 0.1860 kg/m<sup>3</sup>; slack e il prestress riportano due valori che identificano altrettanti TABLED1, dove si riporta l'andamento dell'allentamento della cintura e la presenza di piccole deformazioni preesistenti.

Le condizioni dinamiche per questo tipo di simulazione prevedono una forma triangolare "dell'impulso" durante l'impatto con un picco a 23.7g.

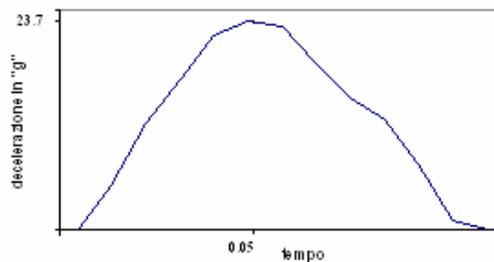
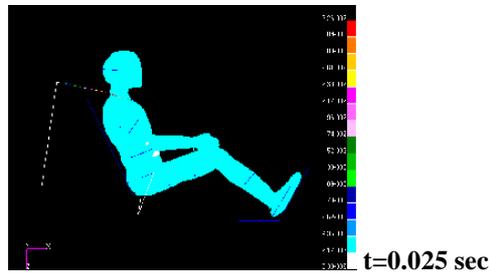


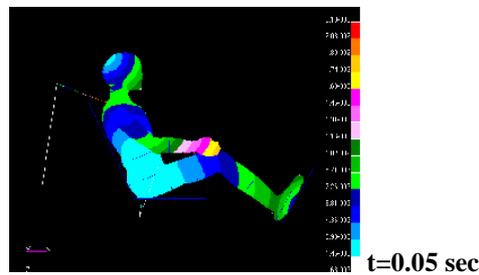
Fig. 3-45

Per simulare un impulso siffatto utilizziamo la scheda ATBACC per applicare un campo di accelerazioni ai segment definiti nell'ATB. Le figure che seguono riportano i risultati delle simulazioni, sul manichino sono visibili gli spostamenti dei singoli componenti:

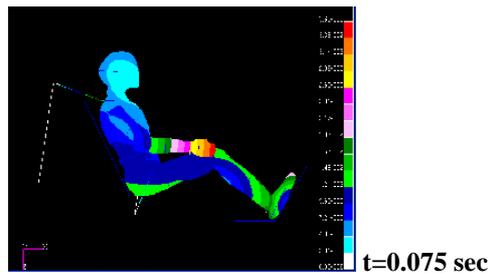
dopo 0.025 secondi possiamo notare come il contributo dell'accelerazione influenzi solo la cintura mentre sul manichino il contributo è trascurabile; sulla cintura si distingue un tratto obliquo ancorato ad un punto fisso che non subisce alcuno spostamento e un tratto dal punto di ancoraggio al punto che aderisce col dorso del manichino che subisce uno spostamento massimo di 30 mm.



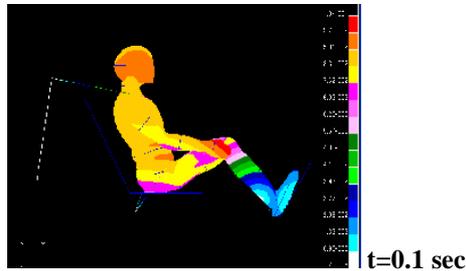
dopo 0.05 secondi si notano spostamenti sensibili anche sul manichino, i punti caratterizzati da uno spostamento massimo sono quelli delle mani con di 17.5 mm



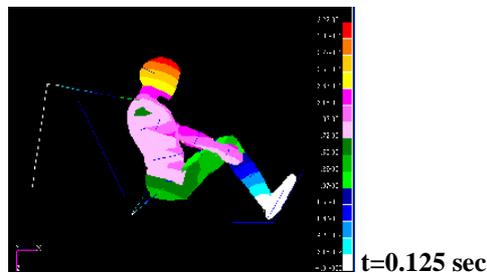
dopo 0.075 secondi le parti del corpo coinvolte sono diverse, si noti per esempio che l'accelerazione ha provocato un leggero spostamento, circa 12.1 mm, dell'intero busto del manichino e questo provoca nelle gambe, nelle mani e nei piedi spostamenti maggiori, raggiungendo un valore massimo, di 38 mm, sempre nelle mani, essendo l'unica parte del corpo non vincolata nel suo moto



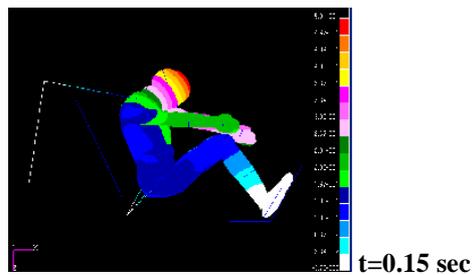
dopo 0.1 secondi gli spostamenti del tronco sono più visibili, ma importante è valutare l'entità degli spostamenti della testa, circa 80 mm, in cui si ottengono valori molto alti quasi come quelli delle mani, circa 95 mm; gli spostamenti della testa sono circa dieci volte maggiori rispetto all'istante precedente, 0.075 secondi, dove la testa si era spostata dalla posizione iniziale di soli 9 mm



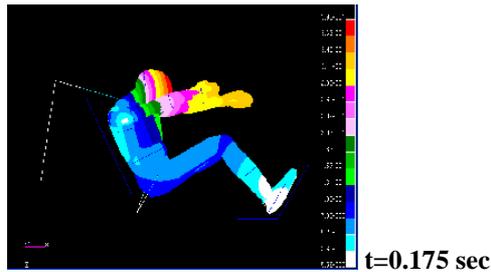
dopo 0.125 secondi la testa raggiunge una distanza di 30 cm dalla posizione iniziale, il busto continua a scivolare dal sedile raggiungendo uno spostamento di 10.5 cm e le mani iniziano a ritornare in quella che era la posizione di partenza, quella di riposo



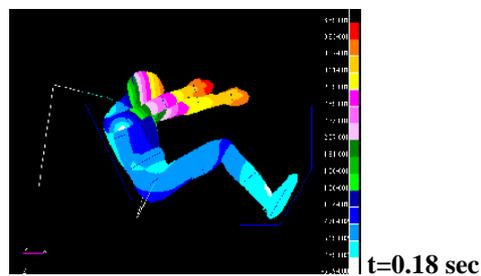
dopo 0.15 secondi la testa si è spostata di 46 cm; si noti come il busto ha raggiunto il massimo spostamento possibile di 13 cm e la cintura è alla sua massima estensione, infatti, le mani si spostano verso l'alto, la sinistra di 33 cm dalla posizione originaria e la destra di 16 cm, il motivo di tale comportamento è giustificato dal fatto che la cintura richiamando il busto del manichino spinge le mani verso l'alto sbilanciando interamente il movimento del manichino



dopo 0.175 secondi il busto tende a ritornare allo schienale della sedia grazie al contraccolpo ricevuto dalla cintura, dal fringe plot si può notare come gli spostamenti massimi si raggiungono sulla testa pari a 39.3 cm



dopo 0.018 secondi l'azione dell'accelerazione si sta esaurendo, l'azione di richiamo della cintura invece continua, infatti, gli spostamenti delle mani aumentano passando dai 28.8 cm dell'istante precedente ai 38.9 cm; il tronco del corpo del manichino ritorna lentamente verso lo schienale del sedile, i piedi aumentano la distanza dalla pedaliera; gli spostamenti della testa diminuiscono, infatti dopo 5 millisecondi sono diminuiti di 8 cm



Quella che segue è un'immagine della risposta dell'accelerazione predetta dal Dytran, e mostra la risposta del manichino alla decelerazione applicata, le unità di misura adottate nell'analisi sono state **Kg-m-s**, pertanto la decelerazione viene misurata in  $m/s^2$ . Si vede che il picco di decelerazione è intorno ai 50g e viene raggiunto intorno ai 121ms.

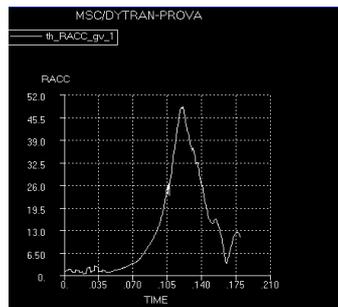


Fig. 3-46

Per come si è modellato il sistema manichino-cintura-sedia non avrebbe senso calcolare il valore dell'HIC data l'impossibilità di avere un urto della testa del manichino, infatti, il valore dell'accelerazione è basso rispetto a quello che si presenta nel caso in cui la testa impattasse. Ad ogni modo conoscere una stima dell'HIC ci permette di meglio comprendere il peso delle accelerazione che recano danno al manichino e, a tale proposito, ci siamo proposti come obiettivo quello di riportare almeno numericamente i valori dell'HIC per due diversi tipi di accelerazioni che si presentano sul manichino.

Avvalendoci di un programma appositamente creato in fortran, è stata fatta una prima stima del valore dell'accelerazione riportato nel grafico della pagina precedente, risultando che per quel tipo di accelerazione letta sulla testa del manichino il valore dell'HIC corrispondente è:

**HIC=133.5**

Le accelerazioni che piuttosto provocano seri danni all'incolumità degli occupanti prevedono normalmente picchi di accelerazione di gran lunga superiori, infatti, l'impatto che la testa di un manichino potrebbe avere con il sedile del passeggero che lo precede o con le sue ginocchia può comportare valori di accelerazioni che possono raggiungere anche 190g cui corrisponde un valore di HIC che è prossimo a quello massimo previsto dai regolamenti, e a tale proposito abbiamo stimato un secondo valore per l'HIC questa volta in corrispondenza di un diagramma di accelerazioni che si avvicina di più a quello che è la realtà ottenendo un valore prossimo a:

**HIC=939.3**

### 3.5.4. Simulazione del Test 16 g: Head Path

L'obiettivo è la simulazione del comportamento di un occupante quando sottoposto alle accelerazioni imposte da un sedile aeronautico durante un test 16g effettuato in conformità alla normativa aeronautica applicabile. Come si vedrà nella parte sperimentale di questa tesi di dottorato diverse sono le tipologie di test che bisogna effettuare: test strutturali per verificare a resistenza strutturale della poltrona (16g Forward con deformazione del pavimento, 14g Down) test di HIC per verificare che le accelerazioni indotte al manichino non superino i limiti di sicurezza imposti dalla normativa (16g Forward senza deformazione del pavimento) e test di Head Path che come dice la parola si prefiggono lo scopo di identificare la traiettoria della testa del manichino al fine di prevederne la zona di impatto sul target, ed il relativo angolo e velocità. E' proprio la simulazione di questo particolare test obiettivo di questi particolari modelli ed analisi

Per realizzare una simulazione completa è stato necessario modellare tutti gli elementi che partecipano ossia il modello dell'occupante, la cintura di sicurezza e la sedia.

L'occupante è posto su una sedia singola discretizzata con elementi shell a quattro nodi (CQUAD4) e divisa in 3 parti per meglio evidenziare il contatto delle diverse parti del corpo con la sedia: seduta, schienale e sostegni.

#### **Nota:**

Rispetto al modello di seduta descritto e sviluppato nel corso dei paragrafi precedenti, il modello di sedile utilizzato nel corso di queste analisi è evidente molto semplificato; le ragioni di ciò sono essenzialmente 2: il tipo di test in questione che non si interessa della struttura ma piuttosto dell'interazione di questa con il manichino inducendo perciò la necessità di utilizzare una struttura semplificata che consentisse di poter focalizzare l'attenzione esclusivamente sul manichino. La cintura di sicurezza vincola il manichino alla sedia, sono stati utilizzati per discretizzarla gli elementi CROD, le cui proprietà sono state definite nella scheda PBELT che si presenta così:

Istruzione	# id	LOAD	UNLOAD	DENSITA'	SMORZAMENTO	SMORZ 2	SLACK	PRESTRESS
PBELT	1	1	2	.1860	0.1	0.1		1

dove load e unload riportano il numero con cui sono identificate due TABLED1, cioè i due campi per definire una funzione in forma tabulare, la differenza sta nel definire l'andamento della forza in presenza e in assenza del carico; la cintura considerata ha una massima estensione dell'8% della lunghezza sottoposta al valore massimo di carico pari a 1150kg e ha una densità di 0.1860 kg/m<sup>3</sup>; slack e il prestress riportano due valori che identificano altrettanti TABLED1, dove si riporta l'andamento dell'allentamento della cintura e la presenza di piccole deformazioni preesistenti.

Le condizioni dinamiche per questo tipo di simulazione prevedono, come detto, la simulazione delle condizioni che avvengono nel corso di un test Head Path 16g. Come già anticipato la poltrona viene lanciata ad una velocità prestabilita e poi decelerata in un brevissimo intervallo di tempo con un diagramma di decelerazione di seguito riportato:

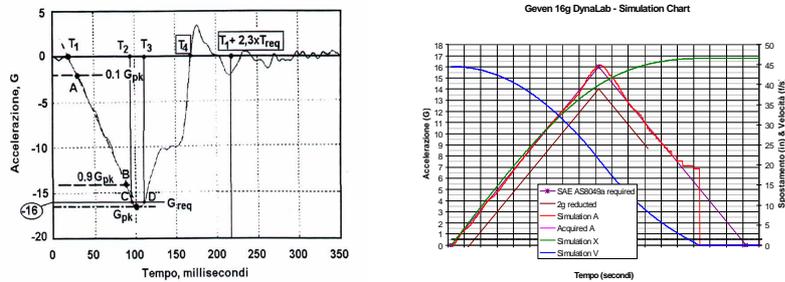
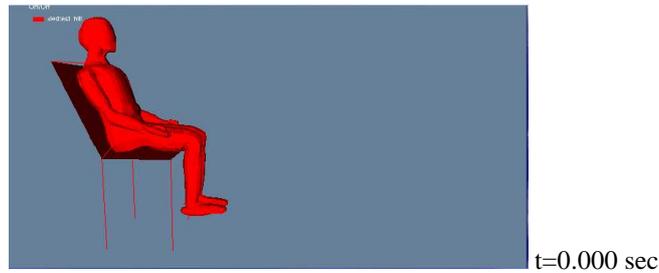


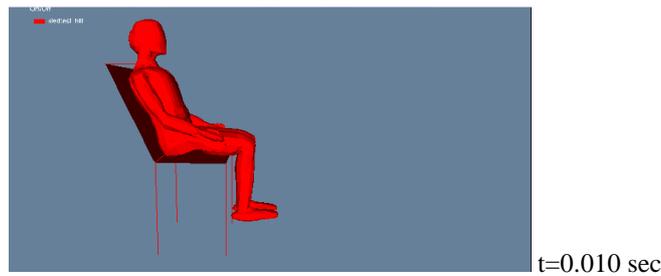
Fig. 3-47

Gli strumenti numerici per dare velocità a poltrona e manichino e per rallentarli secondo il prescritto andamento di velocità e di accelerazione sono gli stessi descritti nel paragrafo precedente. Tutto il fenomeno dura 200 ms mentre la fase di decelerazione ne dura 180. Le figure che seguono riportano i risultati delle simulazioni, sul manichino sono visibili gli spostamenti dei singoli componenti:

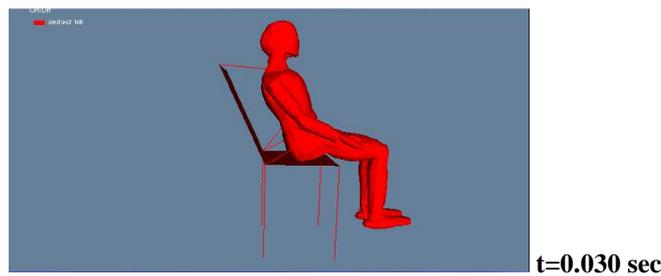
$t = 0$  secondi: istante iniziale nel quale solo velocità rigida è imposta a manichino poltrona e cintura



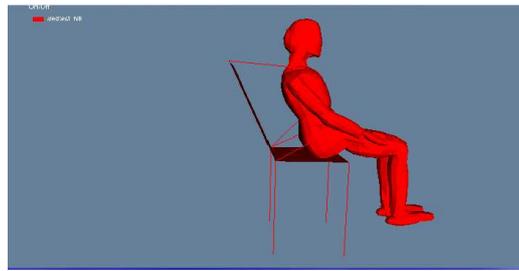
$t = 0.010$  secondi: poltrona e manichino viaggiano alla velocità stabilità; la decelerazione ancora non è stata imposta al manichino



$t = 0.030$  secondi: il triangolo di decelerazione è stato imposto e la rampa di decelerazione inizia ad esprimere il suo effetto; possiamo notare come il contributo dell' decelerazione influenzi solo la cintura mentre sul manichino il contributo è trascurabile; sulla cintura si distingue un tratto obliquo ancorato ad un punto fisso che non subisce alcuno spostamento e un tratto dal punto di ancoraggio al punto che aderisce col dorso del manichino che subisce uno spostamento massimo di 30 mm.

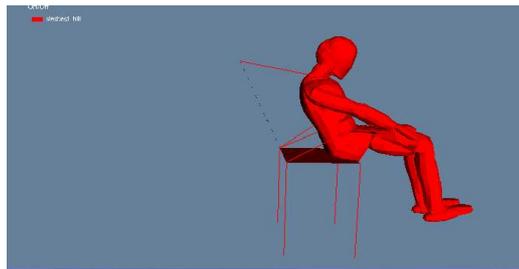


$t = 0.080$  secondi: la decelerazione continua ad aumentare, il massimo è oramai vicino, il busto e l'addome del manichino ancora non risentono dell'effetto della cintura



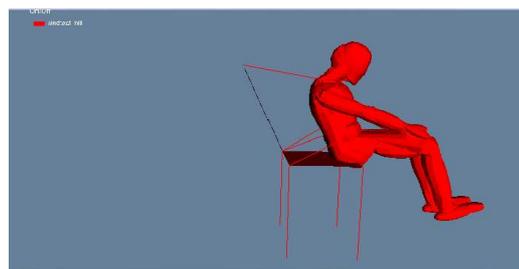
**t=0.080 sec**

$t = 0.110$  secondi: il massimo valore di decelerazione è stato imposto al manichino si notano spostamenti sensibili anche sul manichino. Come si vedrà dal diagramma di accelerazione della testa del manichino questo è uno dei momenti più critici; lo stesso si può dire dell'effetto della cintura sul collo del manichino



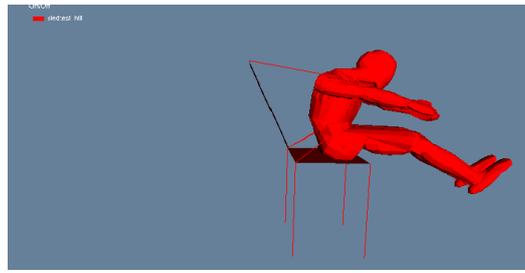
**t=0.110 sec**

$t = 0.140$  secondi: si notano spostamenti sensibili di tutte le zone del corpo del manichino: testa addome busto gambe e braccia.



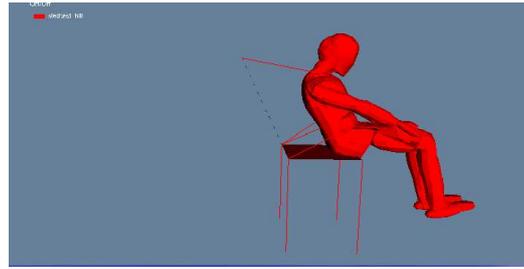
**t=0.140 sec**

$t = 0.170$  secondi: la decelerazione imposta alla poltrona è quasi completamente scemata: lo stesso non si può dire di ciò che avviene al manichino per il quale le accelerazioni sono notevolmente elevate. Si notano spostamenti sensibili di tutte le zone del corpo del manichino: testa addome busto gambe e braccia.



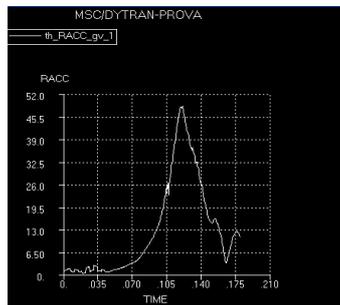
t=0.170 sec

$t = 0.200$  secondi: la decelerazione imposta alla poltrona è nulla: lo stesso è praticamente valido per il manichino che si appresta a ritornare in posizione di riposo



t=0.200 sec

Quella che segue è un'immagine della risposta dell'accelerazione predetta dal Dytran, e mostra la risposta del manichino alla decelerazione applicata, le unità di misura adottate nell'analisi sono state **Kg-m-s**, pertanto la decelerazione viene misurata in  $m/s^2$ . Si vede che il picco di decelerazione è intorno ai 50g e viene raggiunto intorno ai 121ms.



Per come si è modellato il sistema manichino-cintura-sedia non avrebbe senso calcolare il valore dell'HIC data l'impossibilità di avere un urto della testa del manichino, infatti, il valore dell'accelerazione è basso rispetto a quello che si presenta nel caso in cui la testa impattasse. Ad ogni modo conoscere una stima dell'HIC ci permette di meglio comprendere il peso delle accelerazione che recano

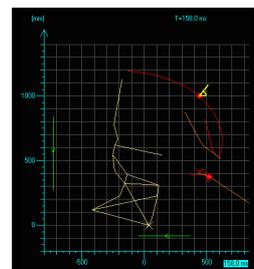
danno al manichino e, a tale proposito, ci siamo proposti come obiettivo quello di riportare almeno numericamente i valori dell'HIC per due diversi tipi di accelerazioni che si presentano sul manichino.

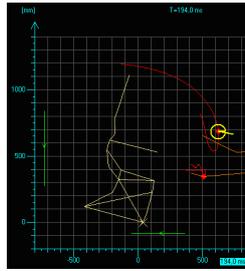
Avvalendoci di un programma appositamente creato in fortran, è stata fatta una prima stima del valore dell'accelerazione riportato nel grafico della pagina precedente, risultando che per quel tipo di accelerazione letta sulla testa del manichino il valore dell'HIC corrispondente è:

**HIC=133.5**

Le accelerazioni che piuttosto provocano seri danni all'incolumità degli occupanti prevedono normalmente picchi di accelerazione di gran lunga superiori, infatti, l'impatto che la testa di un manichino potrebbe avere con il sedile del passeggero che lo precede o con le sue ginocchia può comportare valori di accelerazioni che possono raggiungere anche 190g cui corrisponde un valore di HIC che è prossimo a quello massimo previsto dai regolamenti, e a tale proposito abbiamo stimato un secondo valore per l'HIC questa volta in corrispondenza di un diagramma di accelerazioni che si avvicina di più a quello che è la realtà ottenendo un valore prossimo a:

**HIC=939.3**



**Head Path Analyses**

### 3.5.5. Conclusioni

Con questo esperimento abbiamo avviato una correlazione che ci permette di studiare il tipo di interazione tra il manichino e le componenti di un aeroplano che lo circondano, tale interazione si è rivelata proficua, cimentarsi con un problema reale potrebbe contribuire allo sviluppo del metodo arricchendolo di importanti risvolti pratici come il poter suggerire una variazione della struttura che tenda ad ottimizzare le caratteristiche strutturali del modello tendendo alla protezione degli occupanti in caso di impatto.

---

## ***4. PARTE SPERIMENTALE***

---



## **4.1. INTRODUZIONE**

A completamento ed integrazione di quanto dimostrato numericamente nel corso del capitolo precedente, questo capitolo si prefigge lo scopo di riportare i risultati che sono scaturiti dalla massiccia campagna di test sperimentali, statici e dinamici, effettuati sugli assorbitori (sia cubici che cilindrici) e su alcune tipologie di poltrone.

Gli scopi di questo lavoro sono vari: dalla definizione del “comportamento” degli assorbitori quando sottoposti a test statici alla caratterizzazione del comportamento degli stessi in occasione dei test dinamici, dalla definizione dei parametri dinamici fondamentali di una poltrona nel corso di differenti tipologie di test alla caratterizzazione dell’incidenza che su questi hanno variabili quali assorbitori, cinture di sicurezza, manichini, etc...

Nel seguito verranno descritte e riportate dapprima le prove statiche eseguite sulle due tipologie di assorbitori: quelle sugli assorbitori cubici a rottura presso il laboratorio statico della Geven s.r.l. e quelle sugli assorbitori cilindrici a deformazione presso i laboratori del Dipartimento di progettazione aeronautica.

Successivamente le prove dinamiche eseguite su poltrone complete di assorbitori cubici verranno descritte e la caratterizzazione del comportamento degli stessi in contemporanea con le dinamiche dei manichini e delle poltrone stesse verranno caratterizzate.

## **4.2. TEST STATICI**

Come detto, due tipologie di assorbitori sono state studiate e testate:

Un assorbitore di forma parallelepipedica che abbiamo chiamato “Cubico a Rottura” ed un assorbitore Cilindrico che abbiamo chiamato “Cilindrico a deformazione”.

Come è possibile immediatamente immaginare essi hanno:

1. Modalità di lavoro differenti: parte mobile che lavora rispetto ad una parte fissa in un caso contro parte mobile che lavora rispetto ad un'altra parte mobile in un altro.

2. Filosofia di assorbimento energetico differente: a rottura ed a deformazione appunto

3. Applicazione di carico differente: in intensità direzione e verso

4. Comportamento durante la prova differente

Le prove in questione sono state effettuate sia presso il laboratorio statico della Geven s.r.l. che presso i laboratori del dipartimento di progettazione aeronautica.

Nel seguito le specifiche dei due modelli verranno evidenziate così come le differenti tipologie di geometrie preparate e testate. Come già detto, un cenno al comportamento dinamico dell'assorbitore cubico verrà riportato nel corso del paragrafo 4.3.

### 4.2.1. Cilindrico Statico

#### Specifiche

Di seguito sono riportate le specifiche geometriche e di materiale del modello di assorbitore in esame. Iniziando dal materiale si tratta di un particolare in Alluminio Al 2024 T351 ottenuto per tornitura; di seguito le principali proprietà meccaniche:

**Table 3.2.3.0(f), Design Mechanical and Physical Properties of 2024 Aluminum Alloy Bar and Rod; Rolled, Drawn, or Cold-Finished—Continued**

Specification	AMS 4120 and AMS-QQ-A-225/6										AMS-QQ-A-225/6
	Bar and rod, rolled, drawn, or cold-finished										
Temper	T4 <sup>a</sup>										T42 <sup>b</sup>
Thickness, in.	0.125-0.499	0.500-1.000	1.001-2.000	2.001-3.000	3.001-4.000	4.001-4.500 <sup>c</sup>	4.501-5.000 <sup>c</sup>	5.001-6.000 <sup>c</sup>	6.001-6.500 <sup>c</sup>	6.501-8.000 <sup>c</sup>	≥6.500 <sup>d</sup>
Bar	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S	S
<b>Mechanical Properties:</b>											
$F_u$ , ksi	62	62	62	62	62	62	62	62	62	58	62
$F_u$ , MPa	427	427	427	427	427	427	427	427	427	401	427
$F_y$ , ksi	45	42	42	42	42	42	42	40	40	40	38
$F_y$ , MPa	310	290	290	290	290	290	290	276	276	276	264
$F_{0.2}$ , ksi	36	33	33	33	33	33	32	32	32	—	—
$F_{0.2}$ , MPa	248	228	228	228	228	228	221	221	221	—	—
$F_{0.01}$ , ksi	37	37	37	37	37	37	37	37	37	—	—
$F_{0.01}$ , MPa	258	258	258	258	258	258	258	258	258	—	—
$F_{0.005}$ , ksi	93	93	93	93	93	93	93	93	93	—	—
$F_{0.005}$ , MPa	644	644	644	644	644	644	644	644	644	—	—
$F_{0.002}$ , ksi	63	59	59	59	59	59	56	56	56	—	—
$F_{0.002}$ , MPa	438	408	408	408	408	408	390	390	390	—	—
$\sigma_{corrosion}$	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10
$E$ , 10 <sup>6</sup> ksi	10.5										
$E$ , 10 <sup>6</sup> MPa	72.0										
$G$ , 10 <sup>6</sup> ksi	4.0										
$\mu$	0.33										
<b>Physical Properties:</b>											
$\alpha$ , in/in/°F	0.100										
$C$ , and $\sigma_c$	See Figure 2.2.3.0										
$K$ , Brinell (HR15N, F1/30)	71 (at 77°F) for T4X (See Figure 3.2.3.0)										

NIA-4120-24  
 1 December 2018

<sup>a</sup> These properties apply when samples of material supplied in the O or F temper are heat treated to demonstrate response to heat treatment. Properties obtained by the user, however, may be lower than those listed if the material has been formed or otherwise cold or hot worked, particularly in the annealed temper, prior to solution heat treatment.  
<sup>b</sup> For square, rectangular, hexagonal, or octagonal bar, maximum thickness is 4 inches, and maximum cross-sectional area is 36 square inches.  
<sup>c</sup> Applies to rod only.  
<sup>d</sup> The T4 temper is obsolete and should not be specified for new designs.  
<sup>e</sup> Caution: This specific alloy, temper, and product form exhibits poor stress-corrosion cracking resistance in this grain direction. It corresponds to an SCC resistance rating of D, as indicated in Table 3.1.2.3.1(a).

**Fig. 4-1**

Come per una qualsiasi campagna di prove sperimentali la geometria in esame è stata sviluppata in differenti tipologie: in particolare spessore asola costante da 1.0, 1.5 e 2.0 mm nonché a spessore variabile da 1.5:2.0 mm e 1.0:1.5 mm.

Corsa costante 58 mm Velocità costante di applicazione del carico.

Di seguito una tabella riassuntiva di una parte delle prove effettuate relative esclusivamente allo spessore dell'asola da 1.5 mm:

ID	$\phi_{ext}$ [mm]	Spessore parete t [mm]	Corsa Max [mm]	Fmax [N]	V [mm/s]	Energia Assorbita [J]	Rapporto Assorbimento $\eta$	Note
1	36	1.5	29.1	6221.6	0.3	139.5	0.77	Corsa ridotta
2	36	1.5	58.9	9386.0	0.3	342.1	0.62	
3	36	1.5	58.9	4556.2	0.3	224.2	0.84	
4	36	1.5	58.9	8148.8	0.3	297.7	0.62	
5	36	1.5	58.9	7566.0	0.3	297.4	0.67	
6	36	1.5	58.9	6388.2	0.3	278.4	0.74	
7	36	1.5	58.9	6804.6	0.9	267.9	0.67	
8	36	1.5	58.9	5198.6	0.9	244.7	0.80	
9	36	1.5	58.6	7530.2	0.5	295.7	0.67	
10	36	1.5	56.1	10956.3	2.6	420.6	0.68	

Di seguito alcune immagini CAD dei modelli in esame

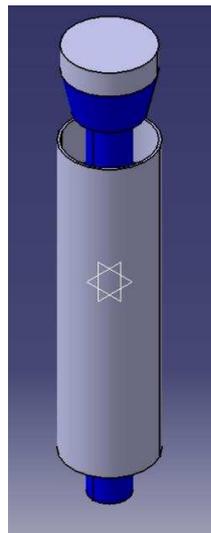
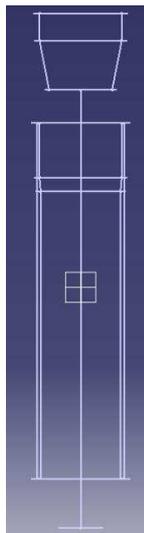


Fig. 4-2: Spessore Asola 1.0 mm costante

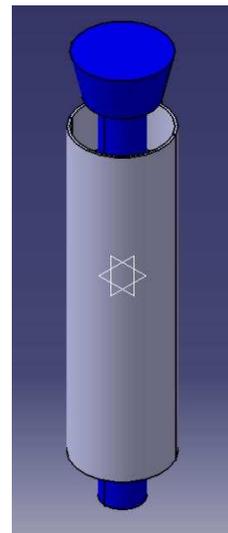
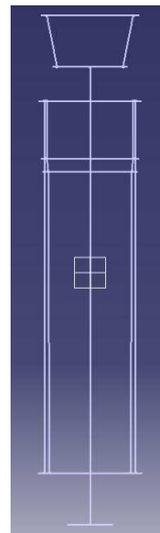


Fig. 4-3: Spessore Asola 1.5 mm costante

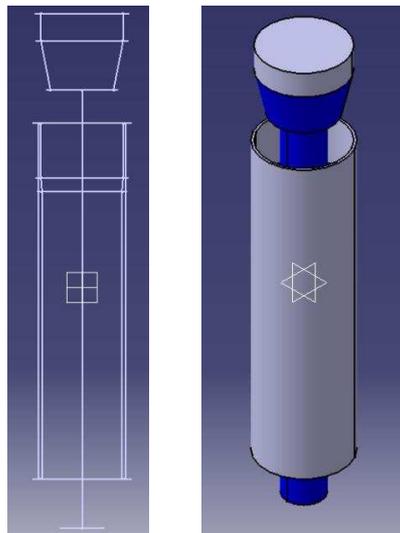
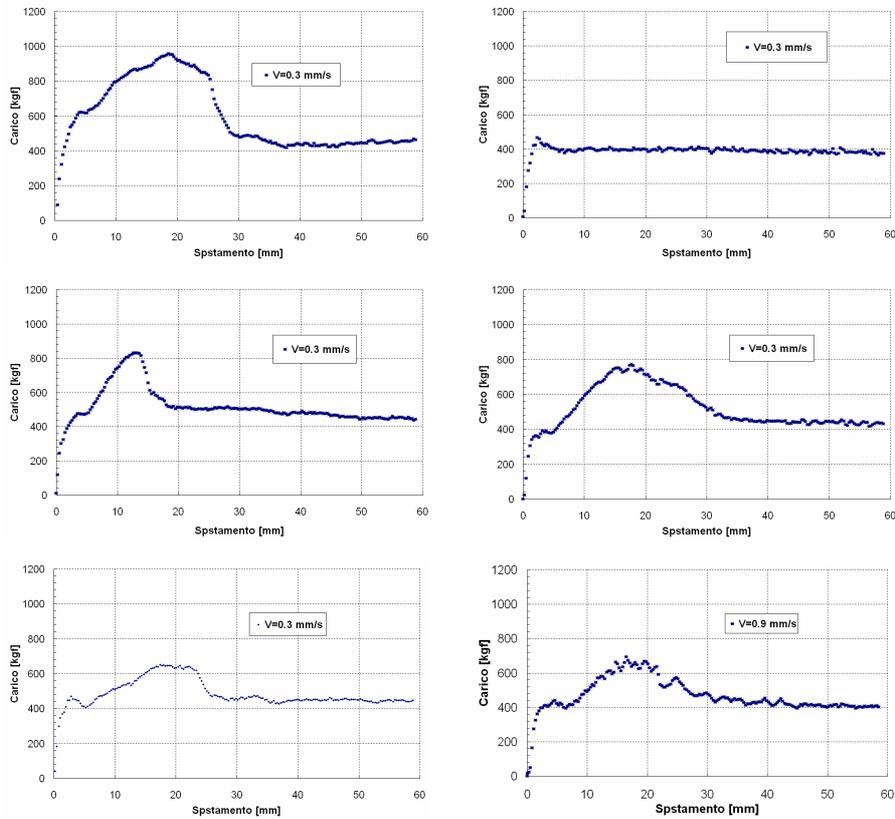
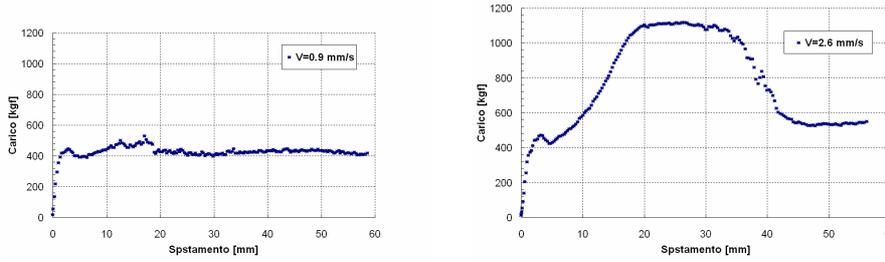


Fig. 4-4: Spessore Asola da 1.0 a 1.5 mm

Di seguito infine i diagrammi forza spostamento ricavati:





### 4.2.2. Cubico Statico

#### Specifiche

Di seguito sono riportate le specifiche geometriche e di materiale del modello di assorbitore in esame. Iniziando dal materiale si tratta di un particolare in Alluminio Al 2024 T351 ottenuto per tornitura; di seguito le principali proprietà meccaniche:

**Table 3.2.3.0(b). Design Mechanical and Physical Properties of 2024 Aluminum Alloy Sheet and Plate**

Specification	AMS 4037 and AMS-QQ-A-250/4												AMS-QQ-A-250/4							
	Sheet						Plate						Sheet	Plate						
	T3												T351							
Form													T351							
Temper													T351							
Thickness, in.	0.008-0.009	0.010-0.128	0.129-0.249	0.250-0.499	0.500-1.000	1.001-1.500	1.501-2.000	2.001-3.000	3.001-4.000	0.020-0.062	0.063-0.249	0.250-0.500								
Basis	S	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B	S	S	S				
Mechanical Properties:																				
$F_u$ , ksi:																				
L	64	64	65	65	66	64	66	63	65	62	64	62	64	60	62	57	59	67	68	66
LT	63	63	64	64	65	64	66	63	65	62	64	62	64	60	62	57	59	67	68	66
ST	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	52 <sup>a</sup>	54 <sup>a</sup>	49 <sup>a</sup>	51 <sup>a</sup>	---	---	---
$F_u$ , MPa:																				
L	47	47	48	47	48	48	50	48	50	47	50	47	49	46	48	43	46	56	56	54
LT	42	42	43	42	43	42	44	42	44	42	44	42	44	42	44	41	43	50	51	49
ST	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	38 <sup>a</sup>	40 <sup>a</sup>	38 <sup>a</sup>	39 <sup>a</sup>	---	---	---
$F_u$ , MPa:																				
L	39	39	40	39	40	39	41	39	41	39	40	38	40	37	39	35	37	47	48	46
LT	45	45	46	45	46	45	47	45	47	44	46	44	46	43	45	41	43	53	54	52
ST	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	46	48	44	47	---	---	---
$F_u$ , MPa:																				
L	39	39	40	40	41	38	39	37	38	37	38	37	38	35	37	34	35	42	42	41
$F_u$ , MPa:																				
(eD=1.5)	104	104	106	106	107	97	100	95	98	94	97	94	97	91	94	86	89	111	112	109
(eD=2.0)	129	129	131	131	133	119	122	117	120	115	119	115	119	111	115	106	109	127	130	125
$F_u$ , MPa:																				
(eD=1.5)	73	73	75	75	76	72	76	72	76	72	76	72	76	72	76	70	74	82	84	81
(eD=2.0)	88	88	90	88	90	86	90	86	90	86	90	86	90	86	90	84	88	97	99	96
$\sigma$ , percent (S-basis):																				
LT	10	---	---	---	12	---	8	---	7	---	6	---	4	---	4	---	4	8	9	9 <sup>a</sup>
$E$ , 10 <sup>6</sup> ksi:																				
L	10.5																			
$E$ , 10 <sup>6</sup> MPa:																				
L	71.7																			
$G$ , 10 <sup>6</sup> ksi:																				
L	4.0																			
$G$ , 10 <sup>6</sup> MPa:																				
L	27.6																			
$\nu$ :																				
L	0.33																			
Physical Properties:																				
$\rho$ , lb/in <sup>3</sup> :																				
L	0.100																			
$\rho$ , g/cm <sup>3</sup> :																				
L	2.70																			
C, F, and $\sigma$ :																				
L	See Figure 3.2.3.0																			

a Caution: This specific alloy, temper, and product form exhibits poor stress-corrosion cracking resistance in this grain direction. It corresponds to an SCC resistance rating of D as indicated in Table 3.1.2.3.1(a).  
 b Design values are "dry grain" values per Section 1.4.7.1. See Table 3.1.2.1.1.  
 c See Table 3.2.3.0(c).  
 d 10% for 0.500 inch.

Fig. 4-5

Rispetto al modello di cui al punto precedente, la geometria in esame è stata sviluppata in differenti tipologie: in particolare spessore asola costante da 1.0, 1.5 e 2.0 mm, a spessore variabile da 1.5:2.0 mm e 1.0:1.5 mm, combinando a queste anche differenti tipologie di inviti (per geometria e caratteristiche).

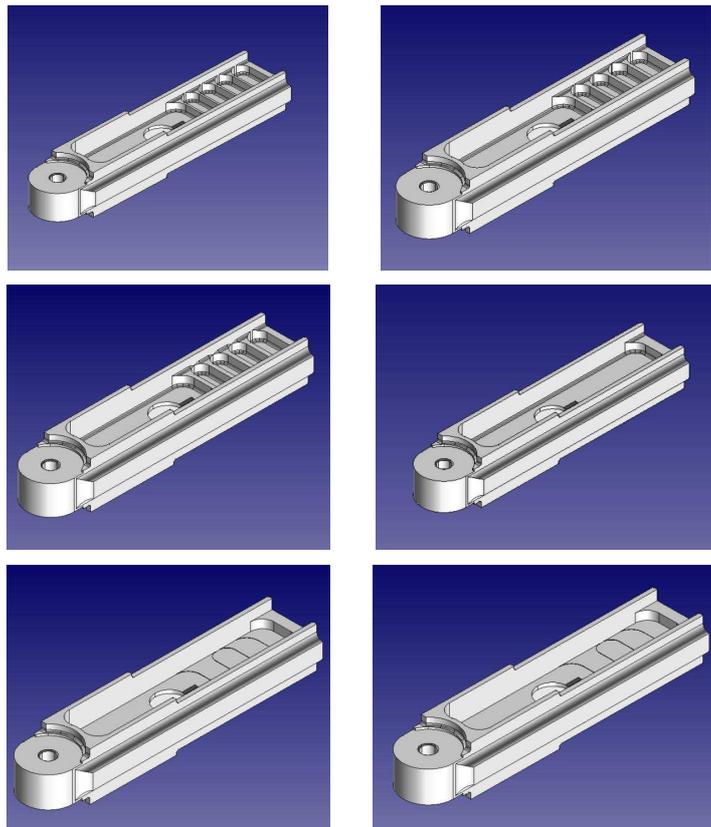
Corsa costante 45 mm Velocità costante di applicazione del carico.

Di seguito una tabella riassuntiva di una parte delle prove effettuate:

ID	Corsa Max [mm]	Fmax [N]	Energia Assorbita [J]	Rapporto Assorbimento $\eta$
1	22,09	2621	383,4	0,68

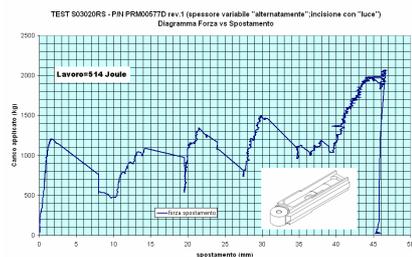
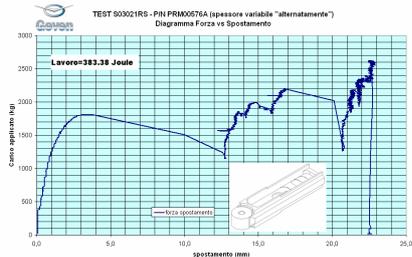
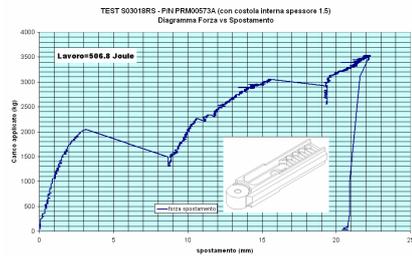
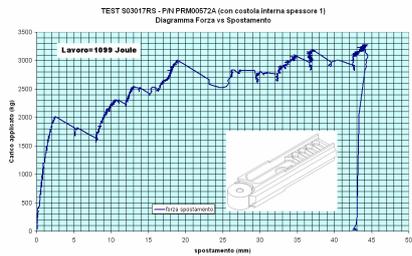
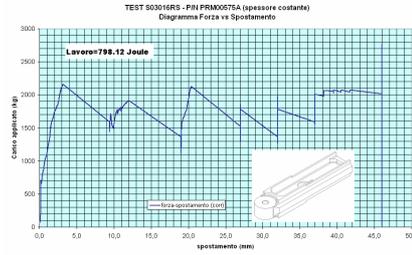
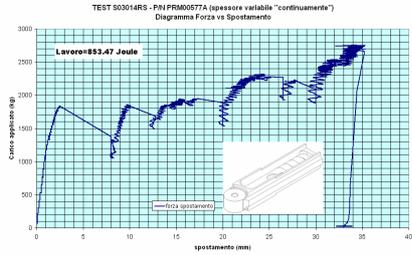
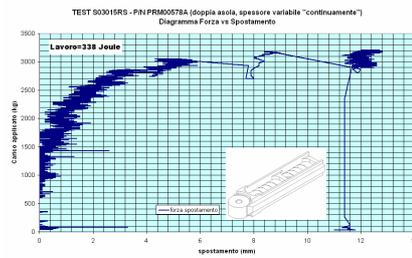
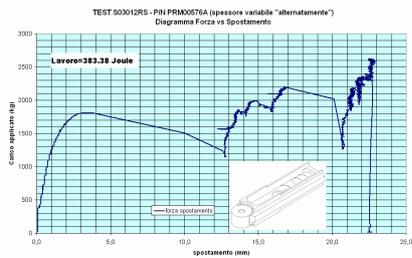
2	34,50	2758	853,5	0,91
3	12,80	3208	338,0	0,84
4	46,00	2767	798,1	0,64
5	44,50	3280	1099,4	0,77
6	22,30	3529	506,8	0,66
7	87,10	2062	1485,5	0,84
8	46,80	2067	514,1	0,54

Come si può vedere dai modelli CAD di seguito riportati, le caratteristiche geometriche dei singoli assorbitori non sono identificabili nel solo spessore: anche parametri quali la geometria dell'asola, la forma della stessa e la sua sezione (variabile o costante) vanno considerate.



**Fig. 4-6**

Di seguito infine i diagrammi forza spostamento ricavati:



### 4.2.3. Allestimento/Esecuzione Test

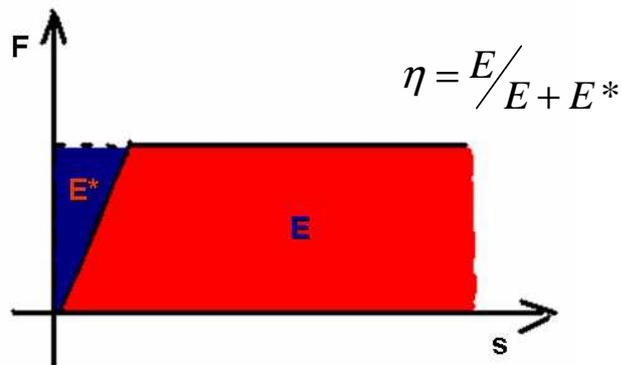
Di seguito alcune immagini pre/post test ricavate durante la campagna di prove:



Come si può osservare l'obiettivo è stato, in entrambi i casi, di riprodurre, in sede di prova le stesse condizioni di vincolo operative dei due strumenti. Per quanto riguarda il carico invece la prova statica evidentemente non è in grado di riprodurre perfettamente le condizioni operative: è possibile però individuare ed evidenziare il comportamento delle due differenti tipologie di assorbitori allo scopo di sottolineare differenze e peculiarità ed identificarne le caratteristiche fondamentali. Tali considerazioni saranno discusse nel prossimo paragrafo.

#### 4.2.4. Considerazioni "statiche"

A valle della campagna di prove sono stati confrontati i risultati espressi dai 2 modelli di assorbitore sia in valore assoluto che per comparazione. In particolare i grafici riportati nelle pagine precedenti sono stati esaminati allo scopo di evidenziare l'Energia Assorbita  $E$  ed il rapporto di assorbimento  $\eta$ :



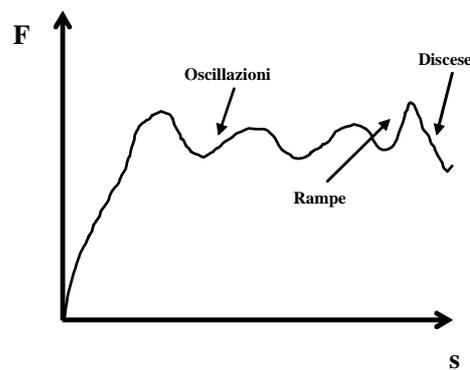
Il rapporto di assorbimento per come è calcolato evidenzia la capacità di assorbimento reale del modello di assorbitore in esame confrontata con l'energia massima idealmente assorbibile. Questo valore rappresenta un parametro fondamentale di selezione e di discernimento tra assorbitori differenti. Ebbene di seguito elencate le principali differenze riscontrate

**Comportamento  $F(s)$  non lineare: oscillazioni:** Sono evidentemente riscontrabili oscillazioni dell'andamento della forza al variare dello spostamento di natura molto differente tra i due modelli; in particolare l'assorbitore cilindrico lavorando per deformazione plastica del materiale esprime un comportamento più "lineare" e quindi in qualche modo gestibile e facilmente dimensionabile. Viceversa

l'assorbitore cubico lavorando per rottura esprime un comportamento molto più instabile.

**Comportamento  $F(s)$  non lineare: rampe e discese:** Sono evidentemente riscontrabili repentini cambiamenti di pendenza della curva Forza spostamento caratterizzati da repentini aumenti e abbassamenti di intensità di carico e o spostamento. Anche in questo caso l'assorbitore cilindrico ha manifestato un comportamento sensibilmente più stabile e controllabile a fronte invece di quello cubico il cui comportamento si è rivelato molto più oscillatorio.

**Comportamento  $dV/dt$  differente: picchi:** Un'altra peculiarità riscontrata nel comportamento dei due assorbitori è nella presenza di picchi di carico/spostamento evidenti soprattutto nel modello di assorbitore cubico evidenziando un rapporto di assorbimento generalmente più basso



Anche se non immediatamente evidenziabile dai grafici riportati un fattore che ha avuto un valore notevole nella messa a punto di questa campagna di test sperimentali è senza dubbio quello che abbiamo chiamato **“effetto qualità produzione prototipo”**. E' stato possibile evidenziare che prototipi delle stesse caratteristiche geometriche e di materiale vincolati allo stesso modo, prodotti da aziende differenti e con standard differenti, hanno manifestato un comportamento differente che è stato identificato come “anomalo”.

E' stata perciò riprodotta una statistica al fine di isolare quei prototipi che non soddisfacevano agli standard qualitativi ritenuti accettabili: certificazione del materiale, certificazione delle strumentazioni di produzione utilizzate, capacità di ripetibilità della lavorazione effettuata.

### 4.3. TEST DINAMICI

A completamento ed integrazione di quanto indicato nei paragrafi precedenti, nelle prossime pagine verranno descritte le esperienze maturate nel corso di innumerevoli test dinamici che hanno portato ad una buona confidenza nella caratterizzazione del comportamento “dinamico” di un assorbitore di energia.

Le immagini riportate fanno riferimento all’ultima versione di assorbitore “cubico” che è stato dimensionato nel corso di una complessa e massiccia campagna di test dinamici. Tali test hanno visto interessata una poltrona Tripla di classe economica equipaggiata con una coppia di assorbitori (uno per ogni assieme gambe) oggetto di questo studio e da una ulteriore coppia di assorbitori, il cui principio di funzionamento è identico a quello in esame ma la cui geometria differisce notevolmente da questa. Esse sono ricavate da filmati ad alta velocità che, ovviamente, non potevano essere riportati in queste pagine. Per meglio chiarire le cose di seguito si riportano delle immagini della poltrona completa, della sua struttura primaria e dei due tipi di assorbitori.



Fig. 4-7

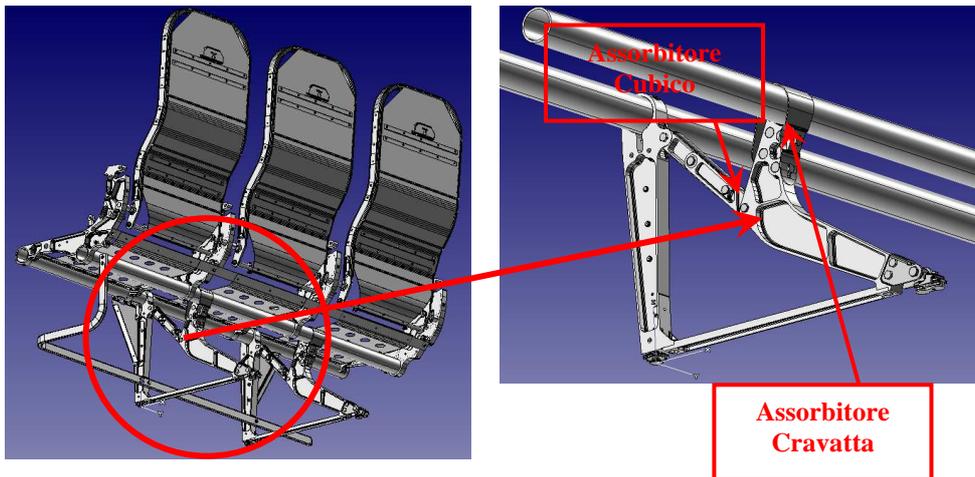


Fig. 4-8

Come si vede dalla immagine oltre all'assorbitore Cubico anche la cravatta è stata identificata. Tale assorbitore, introdotto per dare un ulteriore contributo alla dissipazione di energia, non è oggetto dello studio ma è interessante verificarne il comportamento durante un test dinamico.

Di seguito si riporta un disegno dell'assorbitore cubico (assemblato e disassemblato) che verrà descritto nei paragrafi successivi:

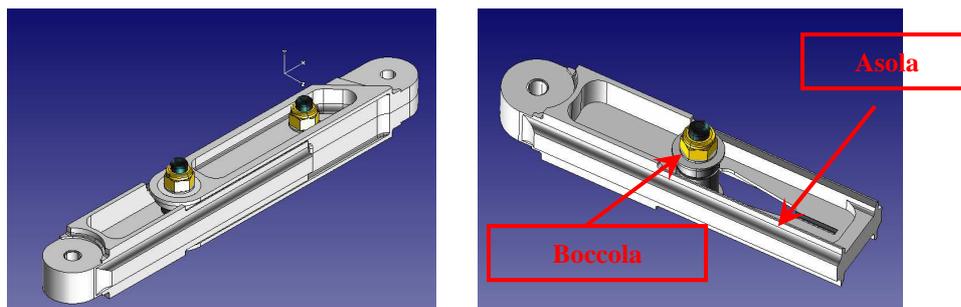


Fig. 4-9

Il modello 3D dell'assorbitore riportato nel corso della campagna di test è stato leggermente modificato nello spessore dell'asola che è stato adattato alle necessità "energetiche" della poltrona.

### 4.3.1. Cubico Dinamico

#### Specifiche

Le specifiche dell'assorbitore in esame (materiale e relative proprietà meccaniche) sono identiche a quelle elencate nel paragrafo relativo ai test statici effettuati sulla stessa tipologia di assorbitore cubico.

**Test**

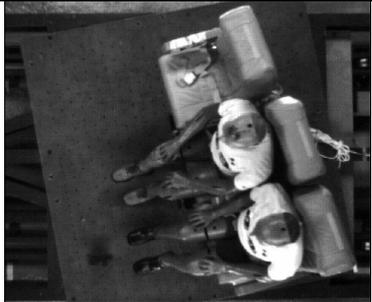
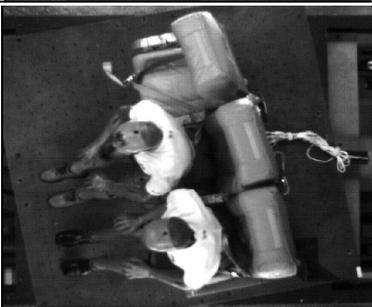
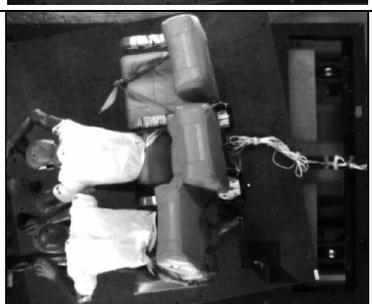
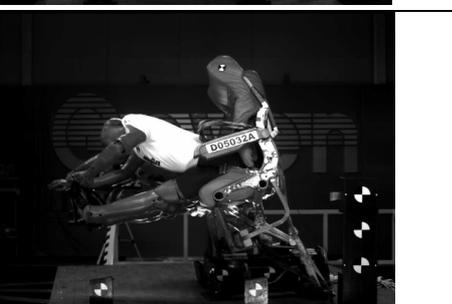
La descrizione della dinamica del test avverrà secondo la seguente procedura: dapprima si descriverà brevemente tutta la dinamica del test vista da 2 diverse angolazioni (laterale e dall'alto); successivamente ci si focalizzerà sulla struttura metallica della seduta (gambe anteriori, posteriori e assorbitori) identificando il comportamento dell'assorbitore durante tutta l'evoluzione del test. Quest'ultima analisi verrà effettuata utilizzando la telecamera ad alta velocità ed a colori opportunamente posizionata allo scopo di concentrare l'attenzione sui particolari di interesse. In particolare, data la configurazione di test e di poltrona (trattasi, come detto, di poltrona tripla testata nella configurazione più critica con due passeggeri posizionati outboard), l'attenzione è focalizzata sulla gamba sinistra (lato corridoio).

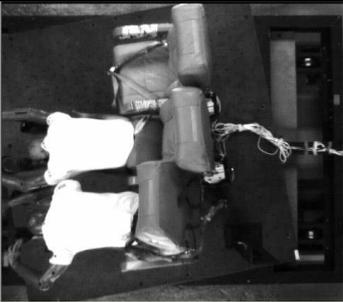
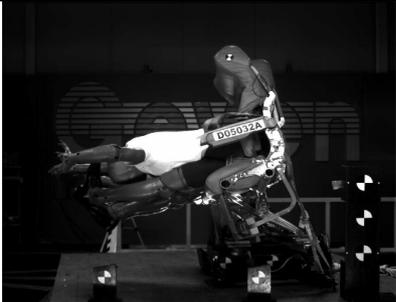
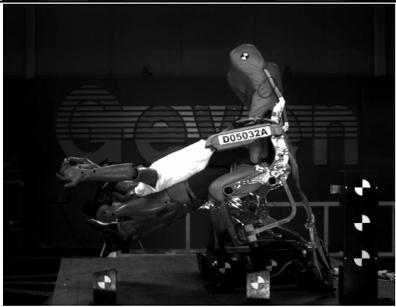
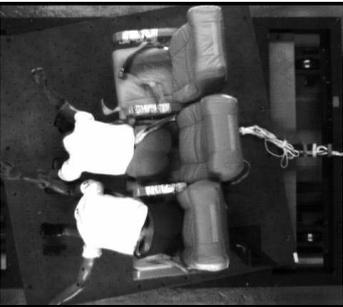
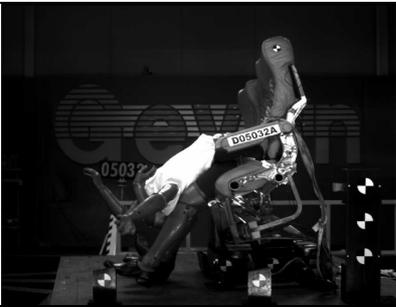
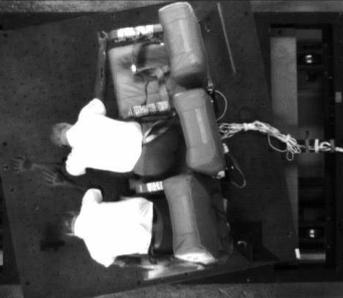
**Nota:**

Per sincronizzare i fotogrammi delle tre telecamere High Speed si deve tener conto di quanto segue (non vale come standard, ma solo nel caso specifico): TOP 250 fps (frames per seconds), LH 500 fps, COLOR (5o'clock) 2000 fps. Premesso ciò, si deve tener presente che i filmati dalla TOP e COLOR partono dall'istante t0 (passaggio della slitta sul trigger) per i filmati LH è stato operato un taglio all'inizio che, per il test in esame è D05032A: start frame 28. Al di sotto della indicazione ID è riportato il frame nel quale è stata "fotografata" la situazione: tale valore è valido solo per la telecamera top; per ricavare le altre occorre tenere conto di quanto segue

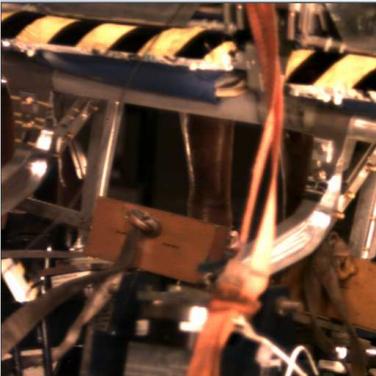
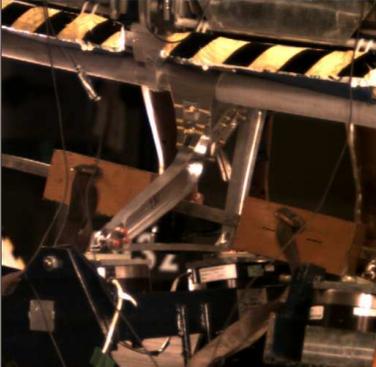
$$\text{TOP frame } F \quad \text{5oc frame } F \times 8 \quad \text{LH frame } (F \times 2) - \text{start frame}$$

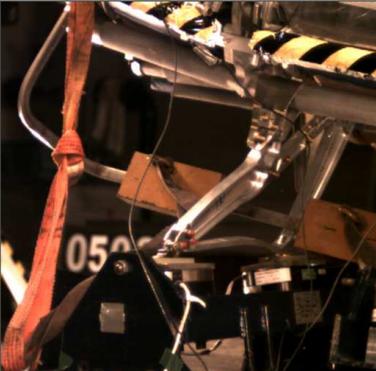
ID	Up View	Side View
<p>1 20</p>		

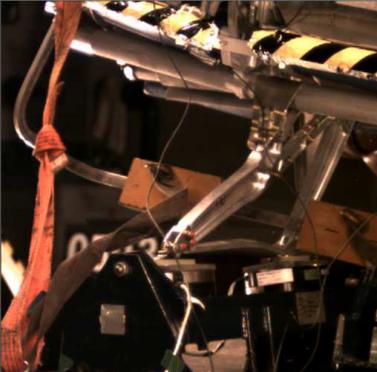
ID	Up View		Side View
2 30			
3 40			
4 45			
5 50			

ID	Up View	Side View
6 55		
7 60		
8 70		
9 90		

Come Anticipato nelle prossime pagine il dettaglio del comportamento della seduta durante il medesimo test verrà riportato.

ID	Back View
1 160	 A photograph showing the back view of a mechanical assembly. The assembly consists of various metal components, including a large cylindrical part and several smaller parts. Two bright orange straps are visible, attached to the assembly. The background is dark, and the lighting is focused on the assembly.
2 240	 A photograph showing the back view of a mechanical assembly, similar to the one in the first row. The assembly is more complex, with many more metal parts and connections. The orange straps are still visible, and the lighting is consistent with the previous image.
3 320	 A photograph showing the back view of a mechanical assembly, similar to the previous two. The assembly is even more complex, with many more metal parts and connections. The orange straps are still visible, and the lighting is consistent with the previous images.

ID	Back View
4 360	
5 400	
6 440	

ID	Back View
7 480	
8 560	

**Nota:**

L'ID 9 è stato omesso perché praticamente identico al precedente

**Considerazioni**

Come si può osservare dalle immagini riportate nelle pagine precedenti la dinamica della poltrona, dei manichini e degli assorbitori è evidentemente collegata ed appare in maniera chiara da ognuna delle prospettive dalle quali il test viene ripreso. Anche la scelta del numero e del posizionamento delle telecamere non è evidentemente casuale.

Le fasi fondamentali che identificano il comportamento dei 3 “oggetti dello studio” avvengono però in momenti differenti: in corrispondenza infatti del picco di decelerazione a 16g il che significa massima energia imposta alla poltrona (identificato dall'ID 2,  $t = 0.1234$  s), ad esempio, il manichino è all'inizio della sua evoluzione e gli assorbitori non sono ancora partiti.

Ciò ovviamente è dovuto all'inerzia della dinamica del test che varia, tra un test e l'altro, ovviamente a seconda della velocità di impatto e, conseguentemente, del ratio di decelerazione (dando per scontato che la massa rimanga la stessa).

L'identificazione di tale comportamento è oggetto delle analisi che verranno elencate nelle prossime pagine.

**Nota:**

Una ulteriore osservazione non immediatamente deducibile dalle immagini precedentemente riportate: data la particolare configurazione del test (2 manichini posizionati outboard e poltrona ruotata 10° in senso antiorario) gli assorbitori posizionati in corrispondenza dell'assieme gambe destro non vengono proprio coinvolti nella dinamica del test. Ciò non vuol dire ovviamente che la loro presenza è inutile: i test previsti dalla normativa (come indicato nel capitolo introduttivo) sono differenti (16g diritto, 16g ruotato e 14g down); tali test vengono effettuati in configurazioni geometriche differenti il che implica un "dimensionamento" degli assorbitori che tenga conto del comportamento degli stessi (e dell'intera poltrona) che sia valido per ogni caso.

Ovviamente, come già detto in precedenza, solo le considerazioni per il test in oggetto verranno riportate: esse sono frutto della campagna di test effettuata in precedenza programmata allo scopo di identificare, con la migliore padronanza ed esattezza possibile, i parametri di seguito riportati

Come già indicato nel capitolo introduttivo un qualsiasi test dinamico effettuato secondo le normative FAA, SAE, etc... richiede di strumentare la slitta su cui viene effettuato il test, la poltrona ed i manichini utilizzando celle di carico ed accelerometri opportunamente posizionati. Oltre a questi strumenti, allo scopo di ricavare le informazioni e i parametri che si è ritenuti necessari alla identificazione del comportamento dinamico di poltrona, manichini e assorbitori sono stati utilizzate ulteriori celle di carico ed accelerometri e identificatori visivi, come verrà meglio dettagliato in seguito.

**Diagramma triangolare e punti macroscopici identificabili**

Il primo grafico di seguito presentato riporta le grandezze fondamentali che vengono rilevate durante un test dinamico: accelerazione della slitta, velocità della

stessa, riferimento normativo per entrambe (quello per intenderci che definisce se il test ha rispettato i requisiti normativi).

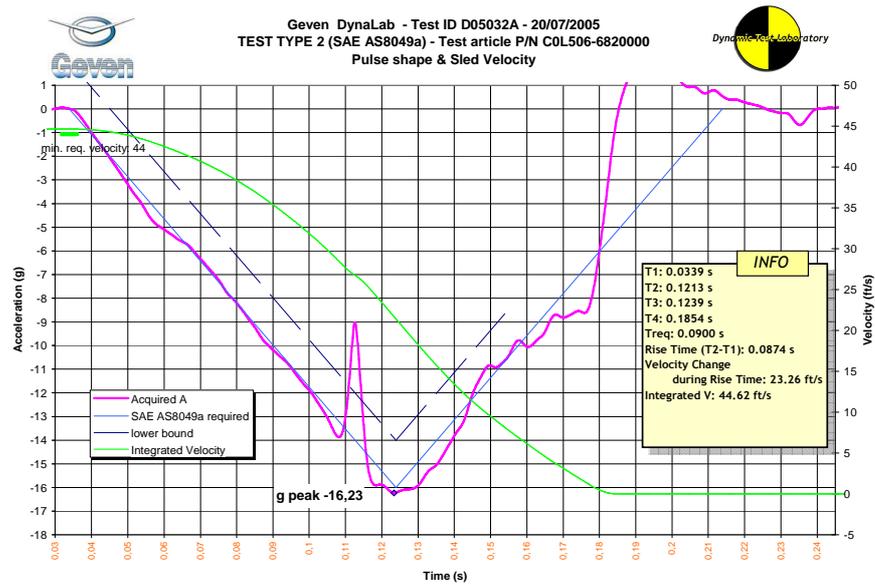


Fig. 4-10

Ebbene nella figura che segue i punti principali, identificabili dalle immagini dei test riportate nelle pagine precedenti, verranno identificati sul grafico precedente:

- A: Massima escursione del manichino ID 6, frame 55,  $t = 55/250 = 0.22$  s
- B: Massima deformazione della poltrona ID 7, frame 60,  $t = 0.24$  s
- C: Inizio “lavoro” assorbitore cubico ID 2, frame 30,  $t = 0.144$  s
- D: Fine “lavoro” assorbitore cubico ID 4, frame 45,  $t = 0.18$  s
- E: Inizio-Fine “lavoro” assorbitore cravatta ID 3, frame 40,  $t = 0.161 \div 0.171$

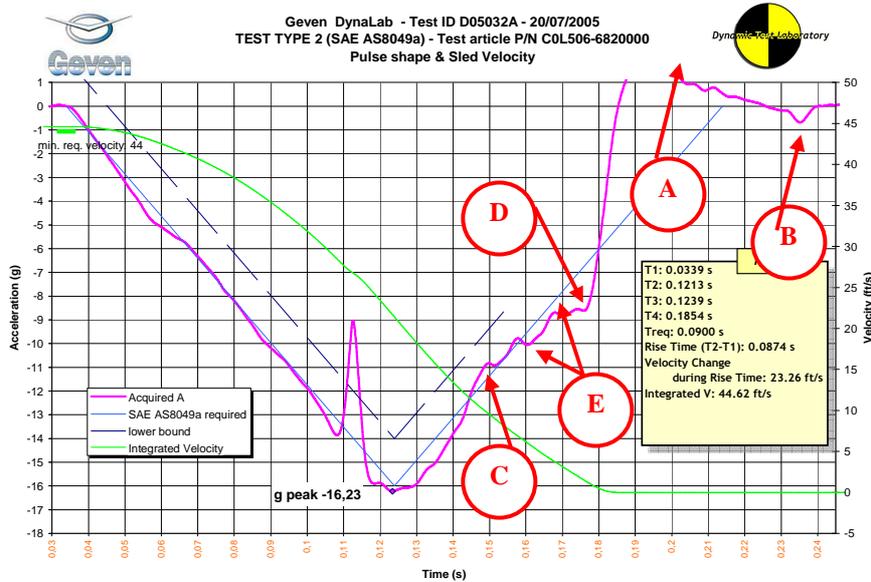


Fig. 4-11

Di seguito le considerazioni immediatamente deducibili già su questo grafico:

1. come già anticipato le dinamiche di nostro interesse (poltrone, manichini e assorbitori) avvengono in momenti diversi durante l'evoluzione del fenomeno.
2. E' subito possibile identificare i punti in corrispondenza dei quali i 2 differenti assorbitori iniziano ad agire.
3. Tali punti causano una evidente variazione di accelerazione.
4. I punti in corrispondenza dei quali si hanno i "comportamenti" notevoli di manichino e poltrona invece non corrispondono ad evidenti aree del grafico.

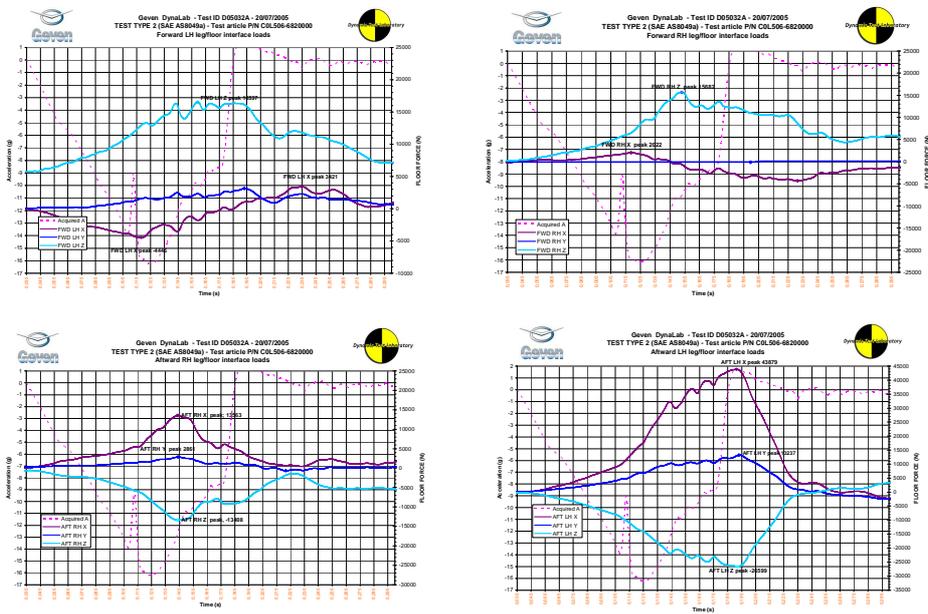
Allo scopo di identificare ulteriormente il comportamento degli assorbitori di seguito vengono riportati i grafici relativi alle celle di carico posizionate in corrispondenza dei 4 attacchi poltrona slitta (che, come previsto dalla normativa, fa le veci del pavimento dell'aereo).

**Nota:**

Questi grafici, oltre ad essere utilissimi per l'individuazione dei parametri di cui alle pagine precedenti, vengono correntemente utilizzati come input per il

dimensionamento dei “vincoli” della poltrona e degli elementi in prossimità di questi: attacchi e gambe.

**Acquisizioni attacchi effettuate e punti macroscopici identificabili**



**Fig. 4-12**

Un grafico di particolare interesse è quello relativo alla cella di carico posizionata sotto l’attacco posteriore della gamba sinistra: è questo grafico infatti che consente chiaramente di identificare, quando opportunamente confrontato con i filmati, i punti notevoli C, D ed E indicati in precedenza.

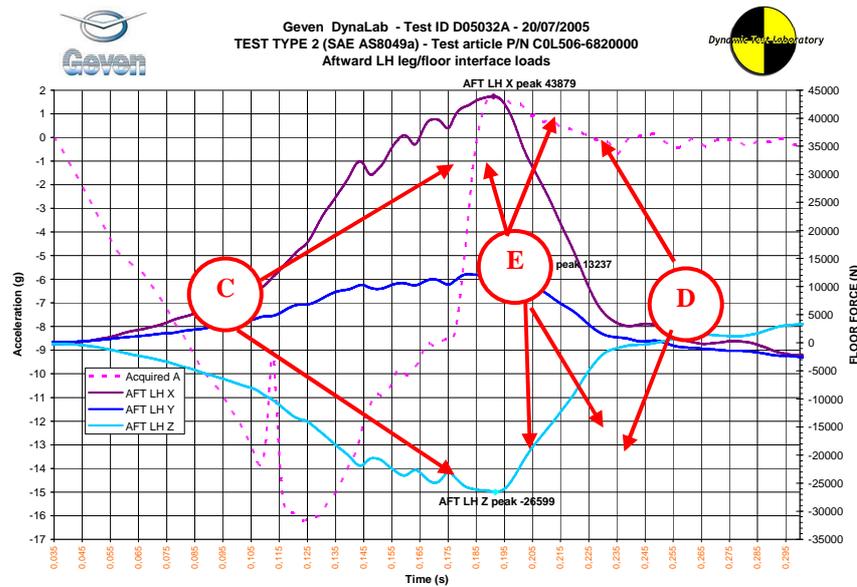


Fig. 4-13

E' molto interessante osservare l'andamento del carico in corrispondenza dei punti summenzionati; è possibile infatti distinguere chiaramente quanto segue:

1. Una caduta di forza e, quindi, di accelerazione, in corrispondenza dei momenti in cui si attivano gli assorbitori;
2. Una diminuzione della pendenza del carico dopo ogni attivazione degli assorbitori che, chiaramente, è indice di una dissipazione di carico (e.g. di energia).

Tutto ciò durante la fase più importante del test quella cioè in cui tutta la decelerazione è stata già imposta e l'energia sviluppata si sta trasferendo dal manichino tramite le cinture alla poltrona ed agli attacchi.

Ecco spiegata la scelta del posizionamento degli assorbitori: questi si trovano lungo il percorso di carico che unisce manichini, cinture, poltrona e attacchi.

Un aspetto fondamentale che ha richiesto una lunga campagna di test è stato l'individuazione della giusta geometria degli assorbitori che ne consentisse l'attivazione nel momento di interesse e per la durata di interesse.

I fattori che influenzano queste variabili sono lo spessore e la lunghezza dell'asola e la forma dell'invito della stessa:

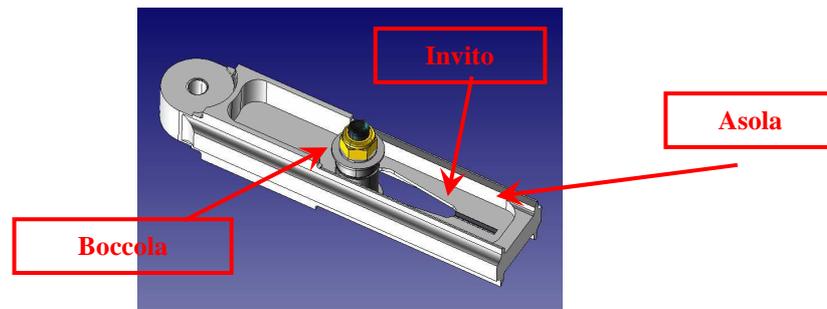


Fig. 4-14

Di seguito si riportano le considerazioni che la campagna di test effettuato ha portato a fare; parte di queste valutazioni sono state fatte anche utilizzando le analisi numeriche ed i test statici discusse nei capitoli relativi (Energia Assorbibile, Fattore di assorbimento, etc...).

1. La posizione dell'assorbitore ed il modo in cui questo è montato (angolo rispetto all'orizzontale e posizione), è direttamente collegata alla lunghezza dell'asola che non può eccedere i 58 mm per evitare che le gambe anteriore e posteriore possano deformarsi oltre i limiti consentiti. Ciò significa che l'unico modo per aumentare la capacità di questo di assorbimento energetico è aumentare lo spessore della stessa.
2. Lo spessore dell'asola influenza l'istante in cui l'assorbitore si attiva: per questo motivo l'asola, come si può osservare dal disegno riportato in precedenza, non è costante consentendo alla boccola di "partire" nel momento voluto e poi raggiungere la parte più spessa in qualche modo "forte" dell'inerzia già acquisita. Si è riscontrato che uno spessore eccessivo dell'asola impedisce alla boccola di percorrere tutto il tratto voluto causando poi problemi al resto della seduta ed influenzando il funzionamento dell'assorbitore "cravatta" non oggetto di questo studio.
3. La scelta della geometria dell'invito è risultato un punto delicato più di quanto si può pensare: un invito troppo grande, per come è ottenuto, riduce il materiale di fronte alla boccola e quindi l'energia che questa, rompendo l'asola, può dissipare; viceversa, un invito troppo piccolo costringe la boccola in un'area più limitata determinando un ritardo nella attivazione dell'assorbitore o, in qualche, caso la non attivazione dello

stesso. Un errore nella scelta di questo può influenzare completamente l'esito di un test.

**Nota:**

La posizione in cui è montato l'assorbitore non consente di mostrare delle immagini nitide della dinamica dello stesso durante il test: per avere una idea del comportamento dello stesso si rimanda alle immagini relative alla sua simulazione dinamica. Di seguito comunque alcune foto effettuate prima e dopo il test possono aiutare alla comprensione:



**Fig. 4-15: Configurazione Poltrona/manichini pre-test**



**Fig. 4-16: Dettagli assorbitore cubico pre-test**

**Fig. 4-17: Dettagli assorbitore cubico post-test**

### 4.3.2. Poltrona

Preme sin d'ora sottolineare che, mentre per l'assorbitore lo scopo di questo lavoro di tesi è quello di studiarne le possibili geometrie filosofie di progetto, identificarne il comportamento, di caratterizzarne le variabili che lo influenzano, etc, la poltrona, così come il manichino che verrà descritto nel paragrafo relativo, va visto esclusivamente come un tramite; uno strumento cioè che non è oggetto di studio, che influenza certamente il comportamento dello stesso, ma la cui definizione geometrica, di design etc... non è oggetto di nostro interesse.

E' chiaro che verranno identificati e caratterizzati i parametri che ne determinano la dinamica ma, tali variabili, avranno valore solo per la poltrona in esame, nella configurazione di test analizzata e con le specifiche relative. L'estensione di queste considerazioni ad altri contesti sarà oggetto di altri studi.

#### **Specifiche**

Come già parzialmente indicato nel paragrafo relativo alla caratterizzazione degli assorbitori, la poltrona in oggetto è una poltrona Tripla, equipaggiata con cinture a 2 punti, sottoposta ad un test 16g (Type 2) in configurazione 10° CCW, occupata da 2 passeggeri nella parte più a sbalzo.

Tale configurazione di test, aggiunta alla tipologia ed al design della poltrona, fanno di questa campagna di sviluppo dinamico una delle più complesse e critiche mai effettuata in Geven e, comunque, relativa a geometrie tra le più critiche del mercato: solo il contributo dell'assorbitore cubico, in collaborazione con quello "cravatta" e ad un opportuno dimensionamento degli organi deformabili della poltrona, hanno consentito il completamento della suddetta campagna di test.

Inoltre gli studi, le caratterizzazioni, e le valutazioni che hanno accompagnato la formazione di questo lavoro di tesi, svolti in strettissima collaborazione con l'ufficio tecnico della Geven s.r.l., sono stati contributo fondamentale all'esito di questi test.

#### **Test**

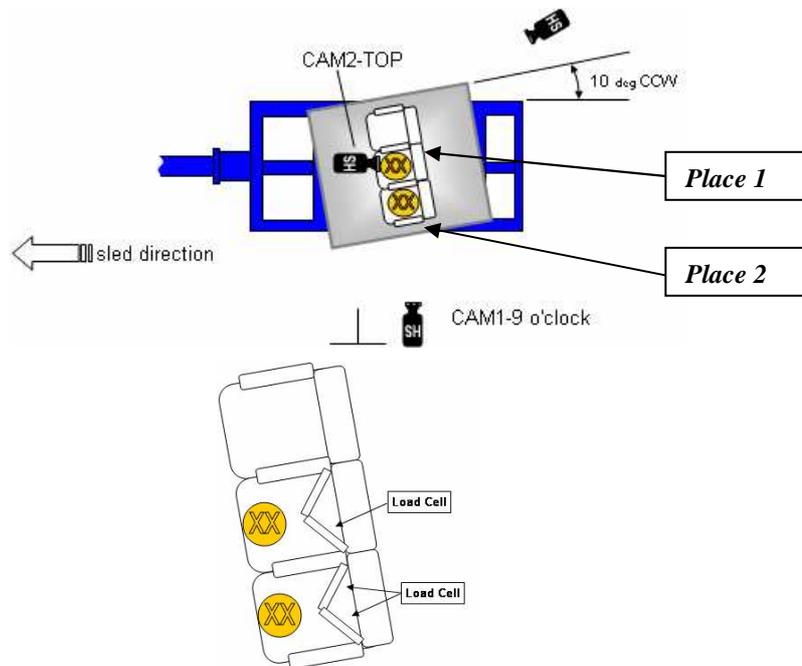
Il test a partire dal quale verranno tratte le considerazioni riportate nel seguito sono relativi alla stessa campagna di cui al paragrafo precedente: le immagini

relative alle riprese dall'alto e laterale ivi riportate possono essere perciò utilizzate per identificare i "momenti salienti" del test

**Acquisizioni cintura effettuate e punti macroscopici identificabili**

In aggiunta alle informazioni riportate nel paragrafo precedente, di notevole interesse è il grafico relativo all'andamento del carico rilevato da una cella di carico posizionata in corrispondenza dei due lembi della cintura di sicurezza.

La strumentazione relativa è applicata secondo le modalità riportate di seguito:



**Fig. 4-18**

Il diagramma che riporta i valori registrati durante il test è di seguito riportato.

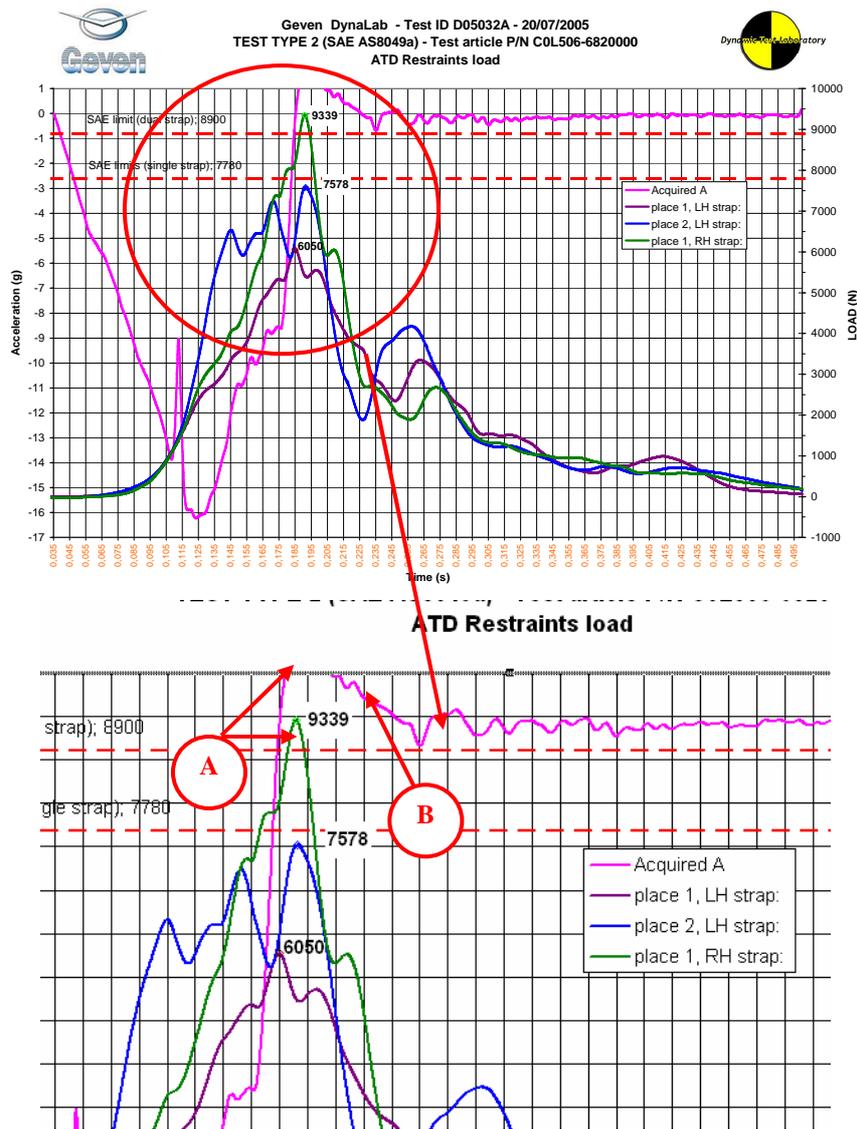


Fig. 4-19

E' immediato identificare il punto A di massima escursione del manichino (banalmente quello in corrispondenza del quale i carichi raggiungono i valori massimi) ed il punto B di massima deformazione della poltrona (pochi centesimi di secondo dopo).

Si può osservare che il posto 1 (il sinistro per intenderci), in corrispondenza del quale sia la parte destra che quella sinistra della cintura sono state strumentate, presenta un picco di carico maggiore a destra (RH) che a sinistra (LH); ciò è

facilmente giustificabile considerando la rotazione di  $10^\circ$  in senso antiorario della slitta rispetto alla direzione di test che provoca un sovraccarico del lato destro della postazione. Inoltre la parte sinistra della cintura in corrispondenza del posto 2 riporta un picco maggiore rispetto al corrispondente relativo posto 1. Ciò è dovuto al fatto che i due manichini si trovano in punti diversi della slitta e la loro distanza dal centro di massa della stessa è diverso. I valori di carico ricavati da questo e da precedenti test hanno consentito di dimensionare in maniera opportuna la struttura della seduta della poltrona. In modo particolare questi input hanno contribuito alla scelta del valore della sezione dei beam anteriore e posteriore della poltrona:

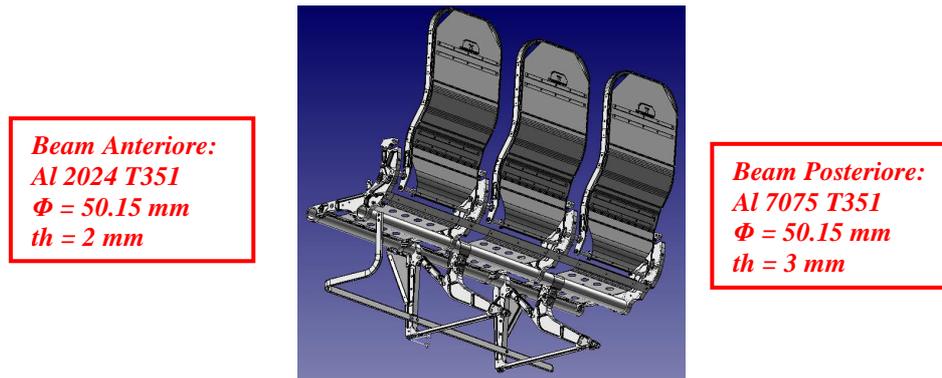


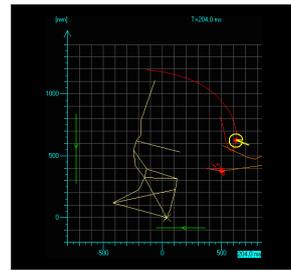
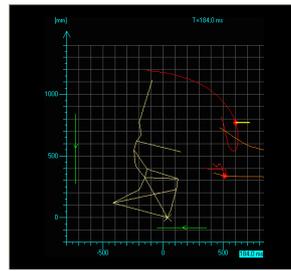
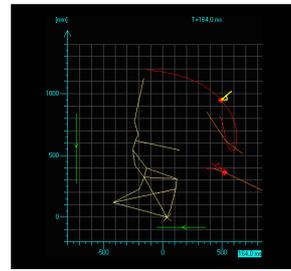
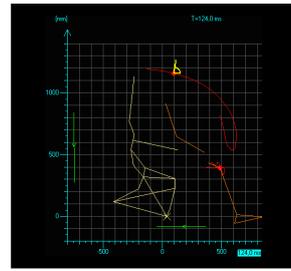
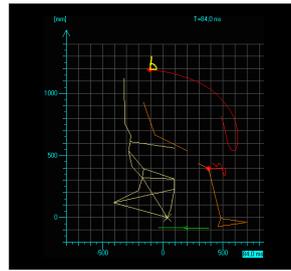
Fig. 4-20

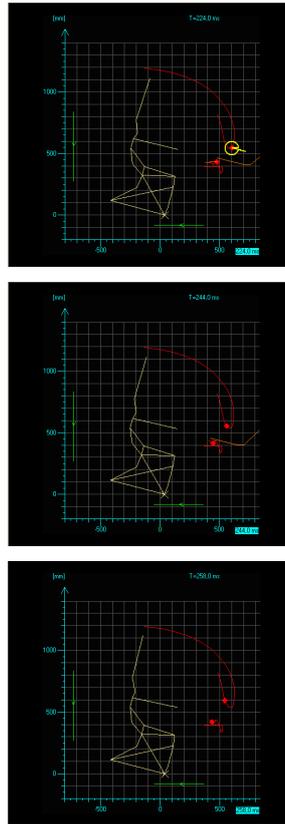
**Nota:**

In aggiunta alle specifiche riportate, i valori di carico hanno richiesto l'aggiunta dei manicotti da 100 mm e spessore 1.5 mm in corrispondenza dei punti di comunicazione Beam-Gambe.

Si ricorda che il percorso di carico tipico prevede nell'ordine il coinvolgimento dei seguenti elementi della seduta: attacchi cinture, traverse, beam, gambe anteriore e posteriore, assorbitori e attacchi poltrona. In questo percorso il dimensionamento dei beam e, soprattutto, la scelta di utilizzare l'assorbitore "cravatta" hanno consentito di sviluppare una poltrona in grado di deformarsi in maniera permanente sotto l'azione dei carichi trasmessi dai manichini. Tale deformazione permanente, ovviamente consente una ulteriore dissipazione di energia. Si rammenta inoltre che il progetto di una poltrona in grado di assorbire energia garantisce del buon comportamento della stessa nel momento che si effettua un test di valutazione dei danni subiti da un passeggero in condizioni di atterraggio

di emergenza. Nel seguito immagini ricavata da test di HIC ed Head Path sono riportate:





E' evidente che la deformabilità della poltrona se da un lato provoca dissipazione di energia dall'altro determina una "eccessiva" escursione della testa che determina il raggiungimento di target più lontani. Un aspetto da non trascurare è l'effetto che ha la distanza tra due poltrone sul valore dell'HIC; si anticipa che (il paragrafo successivo ne farà una discussione approfondita) maggiore è la distanza tra 2 poltrone maggiore è il valore di HIC registrato.

### 4.3.3. Manichino

#### Specifiche

In accordo a quanto già detto in via preliminare nel corso del capitolo introduttivo, per effettuare test dinamici secondo la normativa 16g (FAR/CS 25.562) un ATD (Antropomorphic Test Dummy) 50 percentile maschio conforme alla parte 572 sezione 49 (o equivalente) deve essere utilizzato. I requisiti elencati in questa

normativa richiedono, tra le altre cose, il rispetto dei requisiti di affidabilità tali da garantire la ripetibilità dei test.

Così come già specificato nel capitolo relativo alle poltrone, non è obiettivo di questo lavoro entrare nel merito di requisiti di manutenibilità e affidabilità dei suddetti ATD riportati nella normativa di cui sopra. Il manichino che verrà descritto nel paragrafo relativo, va visto esclusivamente come un tramite; uno strumento cioè che non è oggetto di studio, che influenza certamente il comportamento e la dinamica di poltrona e assorbitore, ma la cui definizione geometrica, di design etc... non è oggetto di nostro interesse.

**Nota:**

Per intenderci la normativa prescrive, tra le altre cose, le modalità di conservazione dei manichini prima di un test, la frequenza di calibrazione dei componenti e dello stesso manichino, addirittura l'abbigliamento dello stesso (solo in caso di eventuale influenza sulla dinamica del test) e il modo in cui deve essere "accomodato" il manichino sulla poltrona: in questa sede, ovviamente, il rispetto di tali requisiti è dato per scontato.

Come anticipato nel capitolo introduttivo a questo lavoro di tesi, il manichino ATD è utilizzato per diversi scopi: deve certamente simulare il comportamento di un essere umano (in termini di inerzia trasferita alla poltrona) durante un test dinamico ma, soprattutto deve essere strumentato in modo tale che fornire come output al test una serie di dati quali il percorso di testa e gambe (head and knee path), le accelerazioni subite dalla test in caso di impatto con un ostacolo (HIC), i valori di carico lombare e sulla cintura (da confrontare con un requisito limite normativo), i valori di carico sulle ginocchia, e la verifica del rispetto dei requisiti di corretta ritenzione delle cinture. A differenza di quanto fatto nei paragrafi precedenti, in cui si è descritto il comportamento degli assorbitori e della poltrona in un tipico caso sperimentale, nel seguito verranno elencate, in maniera puramente descrittiva, le osservazioni che sono venute fuori nel corso delle innumerevoli campagna di test effettuate.

L'obiettivo è quello di identificare delle regole generali che possano essere utili in fase di avamprogetto quando, a seconda della categoria di poltrona (di classe economica, business o VIP) della tipologia (singola, doppia, tripla), della tipologia di installazione della stessa (fronte marcia, contro marcia, distanza tra le file di

poltrone) si devono effettuare quelle scelte progettuali in base alle quali poi si definisce il progetto definitivo. Ebbene, proprio in questa fase, la capacità acquisita di riconoscere le variabili di progetto che possono influire sulla bontà dello stesso di fronte ad una campagna di test sperimentali, consente di adottare soluzioni progettuali ad HOC.

Le variabili summenzionate possono quindi essere così definite:

- ***Cinture di Sicurezza (installazione e tipologia):***

Le cinture di sicurezza installate sulle poltrone aeronautiche sono essenzialmente di 3 tipi: a due punti (o “lap belt”), che costituiscono la tipologia più comune, vengono fissate direttamente alla seduta della struttura primaria della poltrona ed hanno come principale compito quello di ridurre la traslazione nel senso del moto del passeggero; a tre punti (o “shoulder harness”), principalmente utilizzate quando sussiste un ostacolo fisso in prossimità della poltrona (paratie, tavolini, etc...) ed hanno come principale compito quello di ridurre la rotazione del manichino intorno al punto di blocco indotto dalla cintura pelvica; a 4 punti, principalmente utilizzate per le poltrone dei piloti e delle hostess che, sulla falsa riga delle precedenti, danno per loro stessa natura, ancora un maggiore contributo alla riduzione delle rotazioni del busto del manichino.

Così come le poltrone, anche la conformità delle cinture di sicurezza ai requisiti dinamici è disciplinata da Technical Standard Order (C22g per cinture a due punti e C114a per cinture a tre e quattro punti): per questo motivo, come già detto per i manichini, la resistenza intrinseca delle cinture ai carichi dinamici imposti dal test, non è in discussione. Le peculiarità che contraddistinguono il comportamento dinamico delle summenzionate cinture e che influenzano la dinamica e l'evoluzione del test sono principalmente legate alla modalità con la quale queste trasferiscono i carichi provenienti dal manichino alla poltrona.

Nel caso delle cinture a due punti, di particolare interesse è risultato il punto di installazione delle stesse sulla seduta della poltrona:

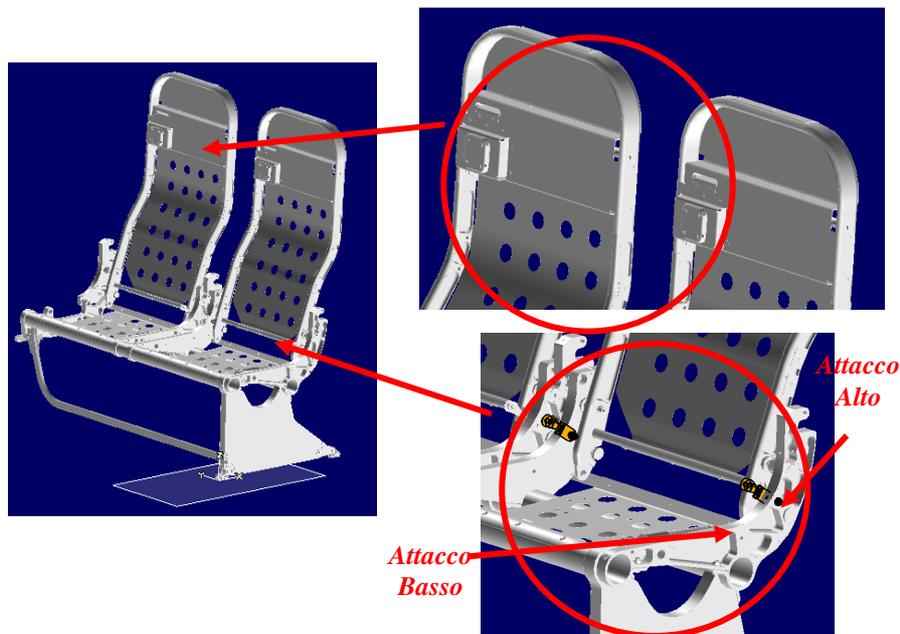


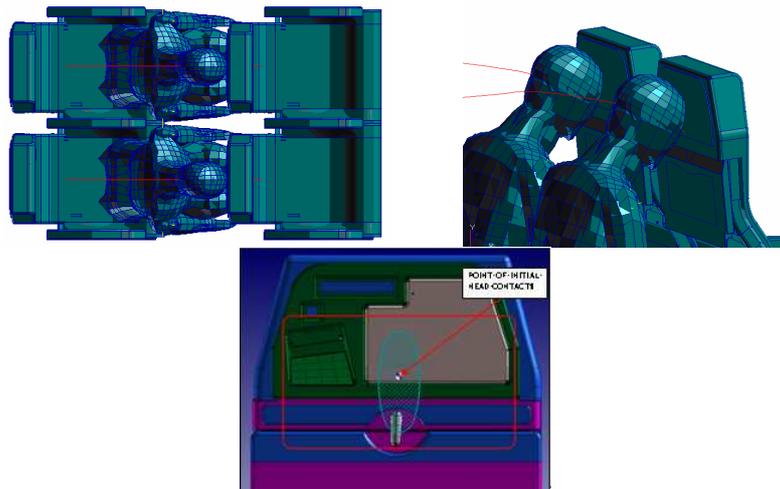
Fig. 4-21

Per quanto riguarda le cinture a due punti, in accordo ai risultati dei test effettuati, un attacco cintura alto (così come quello riportato in figura 4.1) garantisce una minore escursione longitudinale del manichino (consentendo così di limitare le possibilità di impatto con ostacoli posti in prossimità della poltrona) ma implica un maggiore carico trasferito alla poltrona rendendo più critico il test. Si è esaminata la possibilità di installare la cintura in punti più bassi della seduta: il comportamento della stessa va esattamente nella direzione opposta. Per quanto riguarda le cinture a 3 punti, in accordo ai risultati dei test effettuati, poiché l'installazione di questo tipo di cintura è richiesta quando si ha la necessità di limitare l'escursione del manichino, la suddetta installazione si accompagna di solito alla introduzione di assorbitori "rotazionali". Questi si basano sullo stesso principio di funzionamento indicato nei precedenti paragrafi (assorbimento di energia per rottura), ma funzionano per rotazione di un perno rigidamente collegato allo schienale che si muove, secondo delle opportune sagome, all'interno di un'asola collegata alla parte fissa della seduta. In questo caso al positivo riscontro dovuto al contributo alla dissipazione di energia introdotto da questi strumenti si registra, per contro, la crescita della complessità progettuale (e del relativo dimensionamento) dello schienale. Inoltre il

dimensionamento del dispositivo di assorbimento di energia è, ovviamente, legato in maniera diretta alla distanza attacco cintura – centro di rotazione della bocca.

- ***Seat to Seat Pitch***

La distanza tra le poltrone in fase di installazione (il cosiddetto “seat to seat pitch”) rappresenta un fattore molto importante che va accuratamente esaminato in fase di pianificazione di una qualsiasi campagna di test dinamici (siano essi di sviluppo e/o certificazione). Questo parametro infatti influenza in modo fondamentale la rispondenza della poltrona ai requisiti, installativi, di HIC. Esso, come già detto, entra in gioco quando interviene un contatto tra la testa del passeggero ed un ostacolo che può trovarsi sul suo percorso nella dinamica del test.



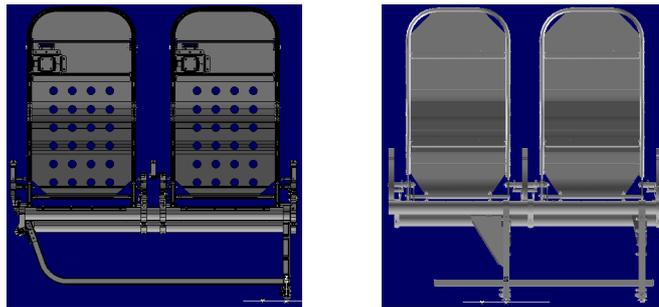
**Fig. 4-22**

Le esperienze maturate hanno portato alle seguenti considerazioni: in generale, una volta comprovato il contatto e fissata la tipologia della superficie di impatto, pitch lunghi implicano più alti valori di HIC a causa del maggiore spazio che ha la testa del manichino per accelerare; l’impatto contro paratie, in genere, è sempre catastrofico nel senso che, essendo la paratia una superficie rigida, ciò determina valori di HIC molto elevati e difficilmente recuperabili mediante l’introduzione di opportuni materiali assorbenti sulla paratia stessa o l’introduzione della cintura a tre punti sulla poltrona (in questi casi il problema si risolve indietreggiando la poltrona di prima fila o utilizzando cinture con airbag); di notevole importanza è l’angolo con il quale la testa impatta (in qualche modo influenzato dalla tipologia e installazione delle cinture utilizzate) ed, ovviamente, la

forma ed i materiali di cui è costituita la suddetta superficie. La deformabilità /rigidezza della poltrona in questo senso ha un ruolo notevole visto che la “pendolazione” della stessa (più accentuata in poltrone di classe business con meccanismi di traslazione longitudinale della seduta che si prestano a questo scopo) può aumentare notevolmente il percorso della testa. Una poltrona rigida (più accentuate nel caso di poltrone con attacco a parete ed a pavimento) è una poltrona che trasferisce al passeggero notevoli valori di carico ma, per contro, ne limita l’escursione nel corso del test; vale ovviamente il contrario per poltrone molto deformabili. L’altezza della seduta, ovviamente, gioca un ruolo notevole della “Pendolazione” della poltrona.

- ***Sbalzo dei posti seduta***

La geometria dei posti seduta rispetto alle gambe costituisce uno dei parametri progettuali più critici. A seconda delle specifiche richieste dall’aeroplano sul quale la poltrona andrà installata infatti, diverse sono le possibili posizioni relative seduta/gambe: i casi estremi sono le poltrone di classe economica con attacco a parete ed a pavimento nelle quali la seduta (o le sedute per poltrone a più posti) vi è completamente compresa e le poltrone da installare sui velivoli Antonov AN-148 per i quali, invece, essa ne è posizionata per intero all’esterno.



**Fig. 4-23**

Un poltrona del tipo con attacco a parete ed a pavimento (del tipo a sinistra nella figura precedente), come detto in precedenza, risulta essere più rigida rispetto all’altra determinando una minore sollecitazione della struttura nel corso del test.

La poltrona riportata sulla destra nella figura precedente invece presenta una elevata propensione a deformarsi il che sollecita notevolmente la struttura della seduta della stessa e determina una traslazione nel senso del test del manichino; in alcuni test questa deformazione (elastica) ha toccato punte di 45÷50 mm.

---

## ***5. CONCLUSIONI***

---



Quanto riportato è il resoconto del lavoro svolto relativamente al triennio 2003-2005, nell'ambito del corso di dottorato di ricerca in Ingegneria Aerospaziale, Navale e della Qualità, indirizzo Aerospaziale presso il Dipartimento di Progettazione Aeronautica di questa università e l'ufficio tecnico e gli annessi stabilimenti della **Geven** s.r.l. di San Sebastiano al Vesuvio (NA).

I risultati ottenuti possono ritenersi soddisfacenti tenendo conto della vastezza della tematica trattata e delle complicazioni teoriche, numeriche e sperimentali studiate ed approfondite.

Gli obiettivi prefissi, come d'altronde indicato anche nella premessa, sono stati per lo più attesi: si sono acquisite le conoscenze necessarie per tenere sotto controllo tutte le variabili che possono intervenire, a causa di un atterraggio di emergenza, in un impatto dinamico di un velivolo; si sono identificati i meccanismi mediante i quali gli elevati valori di energia, i notevoli carichi che intervengono, si trasferiscono alle poltrone aeronautiche e, da queste, ai passeggeri; si è familiarizzato con gli strumenti numerici e sperimentali utilizzabili per riprodurre la dinamica e verificarne la rispondenza ai requisiti normativi applicabili.

Questo con lo scopo di progettare uno strumento (la poltrona aeronautica ed i suoi componenti) non solo conforme alle normative nazionali ed internazionali in materia di sicurezza in volo, ma anche in grado di proteggere il passeggero dalle conseguenze che un impatto non distruttivo può avere sulla sua incolumità.

Si profila all'orizzonte, anche facendo riferimento ad alcune proposte avanzate dall'FAA, la possibilità di un uso sempre più incisivo nelle fasi di progettazione ma soprattutto nelle fasi di certificazione e di modifica di singoli parametri strutturali di software CAE e quindi una attenta e precisa conoscenza sull'utilizzo di tali software di simulazione numerica potrebbe ridurre i tempi e le modalità della produzione industriale.

Occorrerà perciò continuare con l'utilizzo delle simulazioni per riprodurre, sempre con maggiore aderenza con la realtà, la dinamica dell'evento catastrofico in

ambiente virtuale; si dovranno in tal senso completare i modelli prodotti aggiungendo ad esempio lo schienale della poltrona, i cuscini, le “carterature” e tutti quei componenti che prendono parte, in maniera favorevole o sfavorevole, all’evoluzione del fenomeno.

Quello che in più preme evidenziare è la crescita, attorno a questo corso di dottorato ed alla tematica trattata, di un piccolo gruppo di ricerca che ha visto la partecipazione di studenti, tesisti, ricercatori, progettisti ed ha suscitato l’interessamento di università (il Dipartimento di Progettazione Aeronautica promotore e sede di questi studi), aziende (la Geven s.r.l. sede di una notevole parte delle attività svolte, ma anche Alenia e Tecnam) e centri di ricerca.

Il fatto stesso che lo studio e le attività di ricerca si stia anche estendendo alle problematiche del “bird impact” (impatto di volatili con motori e/o gondole motore) o a quelle dell’ “ice impact” (impatto di ghiaccio su ali e fusoliera) è dimostrazione della crescita che c’è stata in questo triennio.

Questo corso di dottorato può considerarsi, in tal senso, come un collettore di informazioni, studi, approfondimenti e attività che ha riguardato decine tra studenti, ricercatori, professionisti, e rappresentare una tappa importante di un percorso che potrebbe portare alla creazione di un centro di ricerca legato alle problematiche del Crash.

Già nelle prime pagine della premessa e introduzione di questo lavoro, si sono potute riconoscere le influenze che questi studi hanno avuto in campo industriale: molto è stato detto e molto altro ancora potrebbe essere scritto sui benefici influssi che questo lavoro ha avuto nella crescita di competenza in materia di problematiche di impatto non lineari.

Il modo più semplice ed immediato per leggere le conseguenze di questo è la progressiva diminuzione del numero di test necessari a sviluppare e certificare poltrone conformi alla normativa 16g (fonte “Dynamic Test Lab”, Geven s.r.l.):

anno 2003	Poltrona DBL, Fwd/Aft Facing, 3P, “Luna”	52 test
1° semestre 2004	Poltrona DBL, Fwd Facing, 3P, “Globe”	34 test

---

2° semestre 2004	Poltrona DBL, Fwd/Aft Facing, 2P/3P, “Tucano”	20 test
anno2005	Poltrona TPL, Fwd Facing, 3P, “Infinity”	15 test

Con questo non si vuole dire che una così marcato benefico influsso sulla progettazione di poltrone aeronautiche sia da imputarsi completamente a questo dottorato o alle attività di ricerca a questo collegate: se però si considera che dall’inizio del 2003 a questi ultimi mesi del 2005 cinque sono state le tesi di laurea dedicate, più o meno direttamente, a queste problematiche, che un corso di dottorato è stato effettuato parallelamente e che gli autori di tutti questi lavori siano stati ed ancora siano parte integrante delle attività di ricerca e sviluppo dell’ufficio tecnico della Geven s.r.l., allora, forse, si potrà riconoscere il contributo che ha avuto ed assegnare parte del merito di questo a chi ha voluto creare questo piccolo centro di ricerca.

Lo sviluppo di questa ricerca dovrà necessariamente approfondire le conoscenze acquisite confrontando le metodologie e gli approcci con quelli utilizzati in altri centri di ricerca in Italia ed all’estero; ciò può essere fatto svolgendo stage presso aziende e centri di ricerca specializzati nello studio del Crash, seguendo corsi di specializzazione tenuti in luoghi e da personale che ha lavorato e lavora tutt’oggi su tali problematiche, e quant’altro possa essere utile ad aumentare la conoscenza sul campo.

---

## ***6. BIBLIOGRAFIA***

---



- [1] M. Huang – *Vehicle Crash Mechanics* – CRC Press
- [2] BELYTCHKO, LIN, TSAY – *Nonlinear Finite Elements for Continua and structures* – John Wiley & Sons, LTD
- [3] N. JONES, T. WIEZBICKI - *Structural Crashworthiness and failure* - Elsevier Applied Science, London and New York
- [4] N. JONES - *Structural Impact* - Cambridge University Press
- [5] M. MACAULAY - *Introduction to Impact Engineering* - Chapman and Hall, London & New York
- [6] A.G. HANSEN, M. LANGSETH, O.S. HOPPERSTAD - *Static and dynamic crushing of circular aluminium extrusions with aluminium foam filler* -- International Journal of Impact Engineering Vol. 24 (2000) pp. 475-507, Elsevier Science Ltd.
- [7] A.G. HANSEN, M. LANGSETH, O.S. HOPPERSTAD - *Static and dynamic crushing of square aluminium extrusions with aluminium foam filler* -- International Journal of Impact Engineering Vol. 24 (2000) pp. 347-383, Elsevier Science Ltd.
- [8] W. ABRAMOWICZ, N. JONES - *Transition from initial Global Bending to progressive buckling of tubes loaded statically and dynamically* -- International Journal of Impact Engineering Vol. 19 (1997) pp. 415-437, Elsevier Science Ltd.
- [9] M. LANGSETH, O.S. HOPPERSTAD, T. BERSAD - *Crashworthiness of aluminium extrusions: validation of numerical simulation, effect of mass ratio and impact velocity* -- International Journal of Impact Engineering Vol. 22 (1999) pp. 829-854, Elsevier Science Ltd.
- [10] A. OTUBUSHIN - *Detailed validation of non-linear finite element code using dynamic axial crushing of a square tube* -- International Journal of Impact Engineering Vol. 21 (1998) pp. 829-854, Elsevier Science Ltd.
- [11] V. GIAVOTTO, M. ANGHILERI - *Analisi di impatto e crash per le strutture aeronautiche* - CILEA, Consorzio Interuniversitario Lombardo per la Elaborazione Automatica (1993)
- [12] G.L. FARLEY – *Relationship Between Mechanical-Property and Energy-Absorption Trends for Composite Tubes* - NASA TP - 3284 (1992), Whashington, DC.
- [13] K. E. JACKSON, E. FASANELLA - *Crashworthy Evaluation of 1/5 Scale Model Composite Fuselage Concept* - NASA TM 209132 (1999), Whashington, DC.
- [14] K. E. JACKSON, E. FASANELLA, S. KELLAS - *Development of a Scale Model Composite Fuselage Concept for Iproved Crashworthiness* - Journal of Aircraft, Vol. 38 (2001)
- [15] MSC/DYTRAN - *User's Manual V 2002* - MSC Software Corporation (1999)

- [16] MSC/DYTRAN - *Example Problem Manual* - MSC Software Corporation
- [17] MSC/DYTRAN - *Reference Manual* - MSC Software Corporation
- [18] MSC/DYTRAN - *Theory Manual* - MSC Software Corporation
- [19] A.F. JOHNSON, A. K. PICKETT - *Impact and Crash Modelling of Composite Structures: a Challenge for Damage Mechanics* - Institute of Structures and Design, German Aerospace Center, Stuttgart, Germany
- [20] FEDERAL AVIATION ADMINISTRATION - *Dynamic Testing of Part 23 Airplane Seat/Restraint Systems and Occupant Protection* - U.S. Department of Transportation (1989)
- [21] W. GOLDSMITH - *Impact: The Theory and Physical Behaviour of Colliding Solids* - Edward Arnold, London (1960)
- [22] VLOT, BULTERS, FREDELL - *Low and high velocity impact loading on fiber/metal laminates, carbon/peek and monolithic aluminium 2024-T3* - Advanced Materials And Structures from Research to application, European SAMPE Conference, 1992
- [23] PRASAD, AMBUR, STARNES - *Response of Laminated Composite Plates to Low-Speed Impact by Different Impactors* - AIAA Journal Vol. 32 (1994)
- [24] STEINBERG, COCHRAN, GUINAN - *A constutive model for metals applicable at high-strain rate* - Journal of Applied Physics Vol. 51(3), American Institute of Physics (1980)
- [25] ZIENKIEWICZ - *The Finite Element Method* - McGraw Hill
- [26] NAGTEGAAL, TAYLOR - *Comparison of Implicit and Explicit Finite Elements Methods for analysis of Sheet Forming Problems*
- [27] BELYTSCHKO, LIN, TSAY - *Explicit Algorithms for Nonlinear Dynamics of Shells* - Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering (1984)
- [28] CAVAZZI, SARNELLA - *Analisi con il Metodo degli Elementi Finiti e Correlazione Sperimentale di Problemi di Impatto a Bassa Velocità* - Tesi di laurea, Dipartimento Progettazione Aeronautica - Università di Napoli "Federico II"
- [29] VINCENZO PASQUARELLI - *Analisi numerica e sperimentale su un modello semplificato di sedile aeronautico* - Tesi di laurea, Dipartimento Progettazione Aeronautica - Università di Napoli
- [30] CIRO PIRONE - *Analisi di impatto di un assorbitore energetico elementare e correlazione numerico sperimentale* - Tesi di laurea, Dipartimento Progettazione Aeronautica - Università di Napoli
- [31] MICHELE GUIDA - *Analisi di crashworthiness di strutture a traliccio* - Tesi di laurea, Dipartimento Progettazione Aeronautica - Università di Napoli
- [32] FEDERAL AVIATION ADMINISTRATION - *Design and test criteria for increased energy-absorbing seat effectiveness* - U.S. Department of Transportation (1989)

- [33] ANSYS - *Theory Reference*
- [34] FEDERAL AVIATION ADMINISTRATION – *Dynamic impact test procedures, training class* - U.S. Department of Transportation (1989)
- [35] CIRA – *Crash Structure Course 4-6, 1996* – Dynamic Response inc.

---

## ***7. APPENDICI***

---



## Appendice 1: Richiami sulla teoria della deformazione plastica

### Tensioni e deformazioni

Per esporre in modo sintetico alcuni semplici concetti relativi alle tensioni e deformazioni, consideriamo il caso più familiare di deformazione, elastica e plastica, di un materiale sottoposto ad una prova di trazione. Questo tipo di prova è quella che viene usualmente eseguita con apposite macchine su un campione di materiale (provetta) per ottenere la caratteristica sforzo deformazione.

Una prova classica di trazione ha la forma presentata in fig. 1.1



**Fig. App. 1-1: Prova di trazione**

Come si osserva dalla figura 1.1 le due estremità della prova hanno un diametro maggiore e sono utilizzate per permettere la presa del provino nelle morsa della macchina di trazione. La parte centrale del provino (zona calibrata di lunghezza  $l_0$  e sezione  $A_0$ ) è in pratica deformata. Questa parte viene misurata per determinare i parametri corrispondenti alla prova di trazione.

In seguito viene considerata solo la parte calibrata della prova di trazione che ha l'area della sezione e lunghezza iniziale  $A_0$ ,  $l_0$ . Al provino viene applicato un carico di trazione  $P$  e la sua lunghezza istantanea sarà notata con  $l$ .

In questo caso si definisce l'allungamento del provino ovvero la deformazione con la seguente relazione:

$$\varepsilon = \frac{l - l_0}{l_0} \quad \text{e App. 1-1}$$

La deformazione può essere espressa anche in percentuali quando si moltiplica il risultato ottenuto della relazione precedente con 100. Il valore della deformazione, per la prova di trazione, espresso in percentuali è conosciuto anche come allungamento  $A_5$ .

$$A_5 = \frac{l - l_0}{l_0} \cdot 100$$

e App. 1-2

Riportando in ascisse la deformazione ed in ordinate il valore del rapporto fra la forza di deformazione e la sezione iniziale del provino, si ottiene un diagramma come quello dalla fig. 1.2

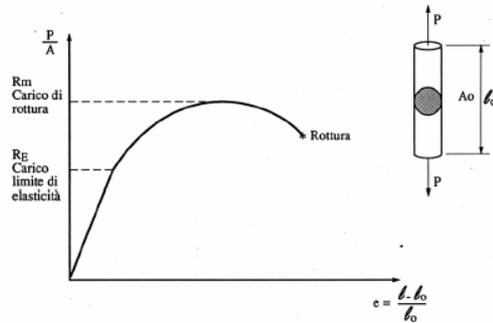


Fig. App. 1-2: Diagramma per la prova di trazione

Generalmente la tensione è definita dalla seguente relazione:

$$\sigma = \frac{P}{A}$$

e App. 1-3

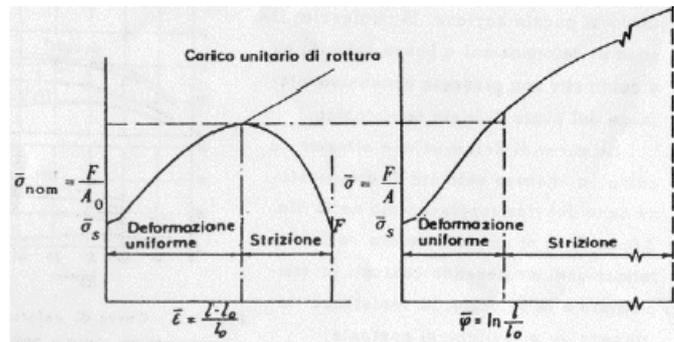
Finché la tensione di trazione si mantiene al di sotto del valore RE (carico limite di elasticità) le deformazioni del materiale sono solo elastiche, cioè quando il provino viene scaricato riprende la sua lunghezza iniziale, superato tale valore si entra nel campo delle deformazioni plastiche, cioè le deformazioni persistono anche se non c'è più il carico e il provino avrà una lunghezza maggiore di quell'iniziale. La zona corrispondente alle deformazioni elastiche è sviluppata per un intervallo piccolo, convenzionalmente fino 0,02%. Continuando ad aumentare il carico, il materiale si deforma plasticamente raggiungendo così il punto della rottura. Il carico di rottura, rappresentando il carico ultimo da sottoporre al materiale è fondamentale per i processi di lavorazione plastiche dei metalli.

La deformazione espressa nella relazione A.15 è detta anche deformazione convenzionale, distinguendola da quella detta reale definita dalla A.17

$$\varepsilon = \int_{\lambda_0}^{\lambda} \frac{d\lambda}{\lambda} = \ln \frac{\lambda}{\lambda_0}$$

e App. 1-4

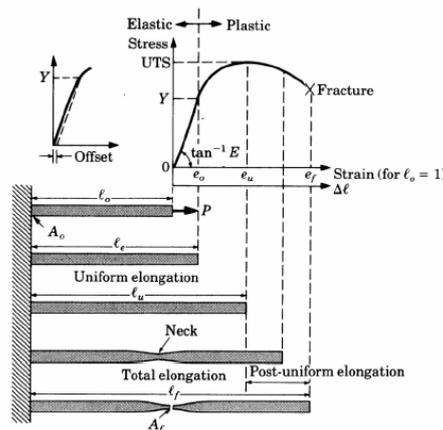
In fig. 1.3. sono illustrate le curve tensione - deformazione, ottenute con prova a trazione per lo stesso materiale ma indicando diversamente il valore della deformazione: convenzionale e reale.



**Fig. App. 1-3: a - tensioni nominali – deformazioni convenzionali  
b - tensioni reali – deformazioni logaritmiche**

Si nota che nel secondo caso di rappresentazione, non è evidente il valore del carico limite di rottura come nel primo caso.

Per illustrare l'evoluzione della zona calibrata durante la prova di trazione con il fenomeno di strizione, in fig. 1.4 sono rappresentati diversi stati della prova in corrispondenza delle fasi trovate sulla curva tensione deformazione.



**Fig. App. 1-4: curva tensione – deformazione ed il fenomeno di strizione e rottura del provino**

La fig. 1.5 della pagina seguente riporta i diagrammi tipici con cui si può schematizzare il comportamento dei vari materiali che si possono incontrare nella pratica:

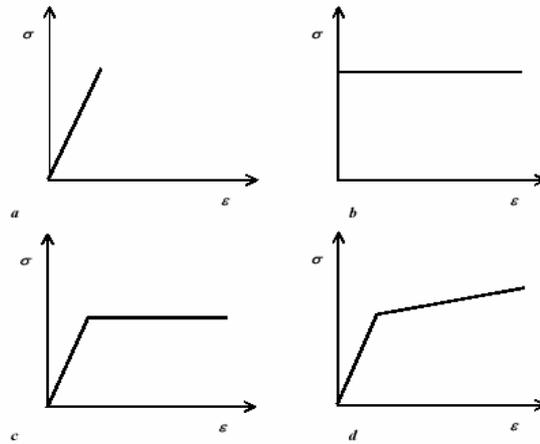
a- materiale perfettamente elastico che non può sopportare deformazioni plastiche

(materiale fragile);

b - materiale perfettamente plastico che non ha nessun recupero elastico;

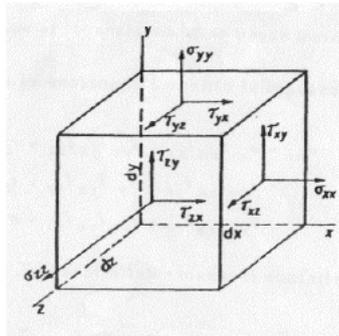
c - materiale elastico – plastico senza incrudimento;

d - materiale elastico – plastico con incrudimento.



**Fig. App. 1-5: Curve tensione – deformazione**  
**Tensori delle tensioni e stati di tensioni**

Considerando un generico cubetto infinitesimamente piccolo di un corpo deformato si scompone la tensione nelle componenti normale e tangenziale così come mostrato in figura 1.6



**Fig. App. 1-6: le tensioni normali e tangenziali indicati nei sensi positivi**

Le tensioni normali e tangenziali riferite ad una terna di assi cartesiani x, y, z s'intendono positive quando agiscono nei sensi indicati in figura precedente.

Per l'equilibrio si ha:

$$\tau_{xy} = \tau_{yx} \quad \tau_{xz} = \tau_{zx} \quad \tau_{zy} = \tau_{yz} \quad \text{e App. 1-5}$$

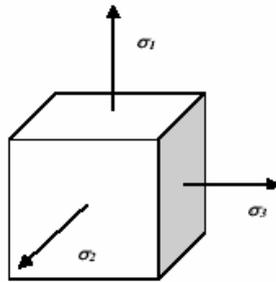
lo stato di tensione intorno ad un punto materiale e perciò definito completamente da sei componenti indipendenti:

$\sigma_{xx} \quad \sigma_{yy} \quad \sigma_{zz} \quad \tau_{xy} \quad \tau_{yz} \quad \tau_{zx}$  e App. 1-6  
 l'equazione di equilibrio nel punto materiale definisce il tensore delle tensioni, che con notazione matriciale è:

$$\sigma_{ij} = \begin{vmatrix} \sigma_{xx} & \tau_{yx} & \tau_{zx} \\ \tau_{xy} & \sigma_{yy} & \tau_{zy} \\ \tau_{xz} & \tau_{yz} & \sigma_{zz} \end{vmatrix} \quad \text{e App. 1-7}$$

E' possibile avere una terna di asse principale dove tutte le tensioni tangenziali diventano nulle. In questo caso il tensore delle tensioni diventa più semplice e lo stato tensionale è descritto solo da tre tensioni normali principali:

$$T_{\sigma} = \begin{vmatrix} \sigma_1 & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_2 & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_3 \end{vmatrix} \quad \text{e App. 1-8}$$

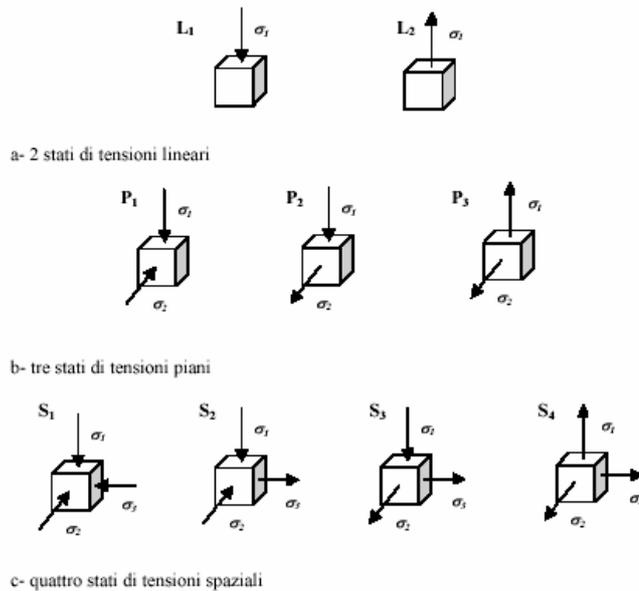


**Fig. App. 1-7: Le tensioni principali agenti sulle facce di un cubo infinitesimale generico**

Partendo da uno stato di tensione definito dalle tensioni principali, si possono definire i possibili stati di tensione dal punto di vista teorico; in funzione delle tensioni principali agenti sulle facce del cubetto infinitesimale si possono distinguere tre gruppi:

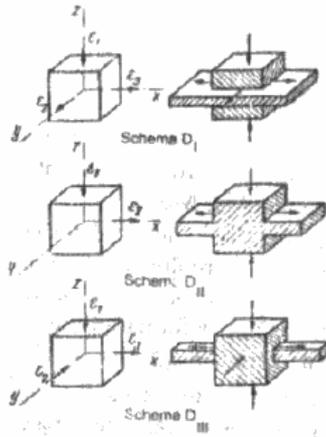
- stati di tensione monoassiali (lineari),  $\sigma_2 = 0, \sigma_3 = 0$ ;
- stati di tensione biassiali (piani),  $\sigma_3 = 0$ ;
- stati di tensione triassiali (spaziali), tutte le tensioni principale sono differenti da 0.

In funzione del verso positivo o negativo delle tensioni che agiscono in questi tre casi si possono illustrare tutti gli stati di tensione nella fig. 1.8



**Fig. App. 1-8: La presentazione schematica degli stati di tensioni (triangolo di Gubkin)**

Una vista schematica uguale per le deformazioni subite di un cubetto infinitesimale può essere illustrato considerando le tre deformazioni principali. Dal punto di vista pratico sono possibili però solo tre stati di deformazioni: DI, DII e DIII. Questi tre stati di deformazioni sono rappresentati in fig. 1.9



**Fig. App. 1-9: Tre stati di deformazioni possibili**

Le combinazioni degli stati di tensioni e quelli di deformazioni presentati si ritrovano in tutti i processi di lavorazione, e possono caratterizzare completamente il comportamento del materiale in ogni particolare processo di lavorazione.

**Relazioni fra tensioni e deformazioni**

Nel caso di una deformazione elastica lineare di un materiale, il collegamento fra la tensione e la deformazione può essere espresso dalla legge di HOOKE:

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} \quad \text{e App. 1-9}$$

dove E è il coefficiente di elasticità (modulo di YOUNG). Il modulo di Young è una caratteristica, dipendente dalla temperatura e dal tipo di materiale. Per esempio l'alluminio a 20°C ha il modulo di Young di circa 70GPa mentre per l'acciaio tale valore è circa 210GPa. Nel caso in cui lo stato tensionale fosse tridimensionale la legge generalizzata di Hooke indica che in corrispondenza delle tensioni principali  $\sigma_1, \sigma_2, \text{ e } \sigma_3$  avvengono anche tre deformazioni principali  $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \text{ e } \varepsilon_3$ , dove:

$$\varepsilon_1 = \frac{1}{E} [\sigma_1 - \nu(\sigma_2 + \sigma_3)]$$

$$\varepsilon_2 = \frac{1}{E} [\sigma_2 - \nu(\sigma_3 + \sigma_1)] \quad \text{e App. 1-10}$$

$$\varepsilon_3 = \frac{1}{E} [\sigma_3 - \nu(\sigma_2 + \sigma_1)]$$

Il coefficiente di Poisson  $\nu$  ha il valore di 0,25 per un materiale perfettamente elastico e di 0,33 per un materiale reale. Le relazioni generalizzate di Hooke possono essere utilizzate anche nel campo plastico sostituendo al modulo di elasticità, E, il modulo di plasticità, G.

Per trovare la curva di incrudimento ( $\sigma$ - $\varepsilon$ ) di un materiale, in funzione delle specifiche deformazione si possono applicare diverse relazioni ma quella che più descrive in maniera precisa il fenomeno è la relazione di Krupovsky:

$$\sigma = K\varepsilon^n \quad \text{e App. 1-11}$$

con K il coefficiente di incrudimento e n l'esponente di incrudimento

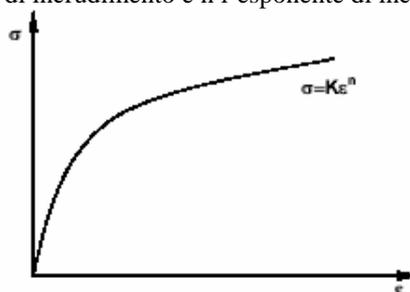


Fig. App. 1-10: Curva ( $\sigma$ - $\varepsilon$ )

Per deformare un materiale metallico permanentemente è necessario che la tensione applicata, normale alla sezione sia superiore al carico limite di elasticità ed inferiore al carico di rottura. La deformazione avviene quando una funzione nota delle tensioni principali eguaglia un certo valore critico costante, cioè quando si verifica:

$$f(\sigma_1 - \sigma_2, \sigma_2 - \sigma_3, \sigma_3 - \sigma_1) = \text{cost} \quad \text{e App. 1-12}$$

Tresca propose il criterio secondo il quale la deformazione avviene quando il maggior valore assoluto di qualsiasi delle tre massime tensioni di scorrimento nel materiale raggiunge un dato valore critico:

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \quad \text{e App. 1-13}$$

Il criterio di Tresca si riduce:

$$\tau_{\max} = K \quad \text{con} \quad K = \frac{R_E}{2} \quad \text{e App. 1-14}$$

**Von Mises propose il criterio secondo il quale la deformazione avviene quando l'energia di deformazione raggiunge una soglia critica, che si traduce nella relazione:**

$$(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 = \text{cost} \quad \text{e App. 1-15}$$

In realtà questa teoria è stata pubblicata dall'ingegnere polacco M. Huber nel 1904 su una rivista polacca non molto diffusa, ma la paternità è stata conferita all'ingegnere tedesco Von Mises che nel 1913 ha presentato in modo geometrico l'equazione di Tresca, arrivando alla relazione:

$$K = \frac{R_E}{\sqrt{3}} \quad \text{e App. 1-16}$$

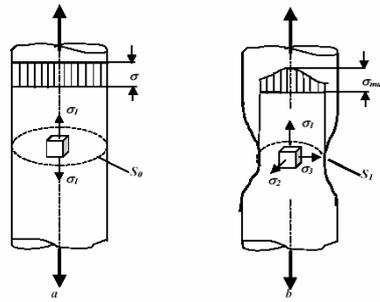
## Appendice 2: Capacità di deformazione dei metalli

Un materiale metallico è più deformabile quanto più, nell'intervallo di temperatura nel quale è effettuata la lavorazione plastica, è piccolo il valore del carico limite di elasticità. La capacità di deformazione di un materiale metallico è caratterizzata dal valore del carico limite di elasticità e dal campo di deformazioni realizzabile nell'intervallo fino al carico limite di rottura. La capacità di deformazione di un metallo dipende da una serie di fattori. Fra questi possiamo menzionare: il tipo di metallo, la temperatura di lavorazione, la velocità di deformazione, lo stato di tensione e di deformazione.

Per caratterizzare un materiale dal punto di vista della sua capacità di deformazione si utilizza il valore del limite di snervamento e la plasticità. Questi due parametri danno la capacità di deformazione del materiale, cioè la deformabilità. Per caratterizzare i materiali metallici dal punto di vista della capacità di deformazione si usano diversi tipi di test. Alcuni di loro sono ben conosciuti e applicabili in tutti i processi di deformazione, altri test sono specifici per determinare la deformabilità nei diversi processi di lavorazione per deformazione plastica. Tre sono i test più usati nella pratica industriale per trovare il limite di snervamento e la plasticità dei materiali metallici: la trazione; la compressione e la torsione.

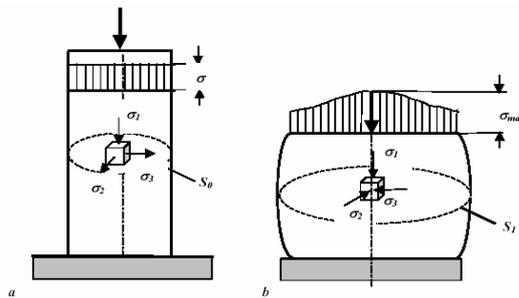
E' bene ricordare che questi test danno valori diversi, per lo stesso materiale, per il limite di snervamento e per la plasticità., questa differenza dipende da molti fattori. La composizione di questi due parametri limite di snervamento e plasticità determinano alla fine la deformabilità del materiale. Per quanto riguarda il limite di snervamento, questa come l'espressione di una tensione, è uguale come descrizione per tutti i test. La plasticità invece viene descritta diversamente a seconda del tipo di test utilizzato. Per cui, nel caso della prova di trazione la plasticità viene descritta dall'allungamento del provino, nel test di compressione dal grado di riduzione massimo delle fratture che si propagano sulla superficie del provino, e per la prova di torsione dal numero di giri fatti fino alla rottura. Il limite di snervamento, ricavato nei due casi di test più comuni, trazione e compressione, non è proprio uguale, questo perché lo stato di tensioni presente nei due tipi di test è diverso.

La fig.2.1 presenta lo stato di tensione all'inizio della prova di trazione (a) e dopo che la prova inizia quando il processo di strizione (b)



**Fig. App. 2-1**

La fig 2.2 riporta gli stati tensionali ritrovati nella prova di compressione all'inizio del processo di ricalcatura (a) e dopo che il rapporto h/d è minore di uno (b).



**Fig. App. 2-2**

Dalle fig. 2.1 e 2.2 è evidente che l'evoluzione dello stato di tensione, è diverso nei due test, Inoltre la superficie iniziale  $S_0$  della sezione trasversale si sviluppa diversamente per arrivare alla superficie finale  $S_1$ . In ogni caso la curva tensione-deformazione, ricavata per i test di trazione arriva generalmente fino a una deformazione di 0,1 – 0,3 questo intervallo non è sufficiente di solito per caratterizzare completamente l'incrudimento di un materiale; per questa ragione si usano di solito, le prove di compressione che riescono ad arrivare a deformazioni di circa 0,5-0,8 funzione dei parametri reali di processo (temperatura, velocità di deformazione ecc...).

**Influenza della temperatura sulla capacità deformazione**

Di solito l'aumento della temperatura favorisce la deformazione plastica e quindi aumenta la deformabilità. Bisogna menzionare sono dei casi particolari

quando gli effetti collaterali dovuti all'aumento della temperatura possono abbassare la capacità di deformazione. Nella figura che segue sono presentate le curve di incrudimento per l'acciaio C70 a differenti temperature e ad una velocità di deformazione costante, determinate con prove di compressione:

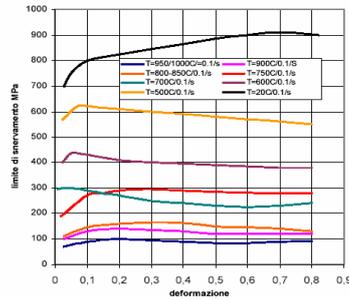


Fig. App. 2-3

All'aumentare della temperatura il limite di snervamento si abbassa, la deformabilità del materiale aumenta notevolmente.

**Influenza della velocità sulla capacità deformazione**

Generalmente l'aumento della velocità di deformazione produce una riduzione della capacità di deformazione se non ci sono effetti collaterali dovuti ai cambiamenti micro-strutturali del materiale metallico. La riduzione della deformabilità in questo caso, è dovuta al cambiamento del rapporto tra la velocità di incrudimento e quella di ricristallizzazione nel materiale in seguito alla variazione della velocità di deformazione. In fig. 1.13 sono illustrate le curve di incrudimento di un acciaio non legato per diverse temperature e diverse velocità di deformazione trovate attraverso le prove di compressione.

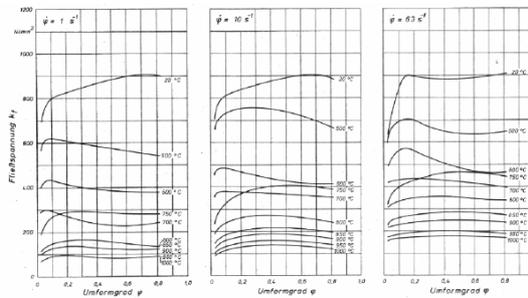
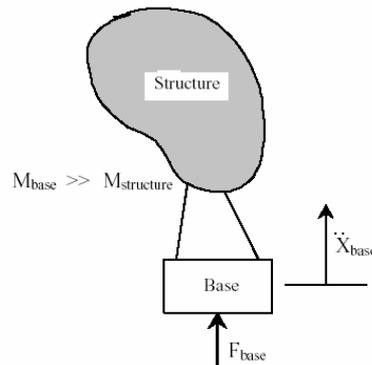


Fig. App. 2-4

### Appendice 3: Il Large Mass Method

La Figura che segue illustra il concetto di “Large Mass Method” secondo il quale, allo scopo di ottenere un diagramma di accelerazione senza oscillazioni, è possibile applicare la forza piuttosto che alla struttura (nel caso delle poltrone in corrispondenza degli attacchi) direttamente ad una massa molto elevata posta alla base della struttura:



**Fig. App. 3- 1**

Dalla relazione che segue si può ottenere l’accelerazione imposta alla struttura assegnando opportunamente la  $a$  e la  $F_{base}$

$$\frac{d^2}{dt^2} (X_{base}) = F_{base}/M_{base}$$

Come una regola generale vuole, la massa grande dovrebbe essere approssimativamente  $1E3$  a  $1E6$  volte più grande della massa dell’intera struttura.

L’accuratezza di questa approssimazione aumenta come. Il limite unico per la assegnazione di tale quantità è l’errore numerico nel computer che cresce al crescere di questa. MSC raccomanda che il valore di  $M_{base}$  è approssimativamente  $10^6$  volte la massa della struttura intera per un grado di libertà traslazionale e  $10^6$  volte il momento d’inerzia di massa della struttura intera per un grado di libertà rotazionale.

Il fattore  $10^6$  è un limite sicuro che dovrebbe produrre approssimativamente sei cifre dell’accuratezza numerica.

## Appendice 4: I modelli FEM

### Assorbitore Cubico

```

START
TIME=10000
CEND
type(aa)=stepsum
steps(aa)=0 thru end by 50
type(bb)=matsum
steps(bb)=0 thru end by 50
type(cc)=mrsum
steps(cc)=0 thru end by 50
ENDTIME=36
CHECK=NO
TITLE= Jobname is: AssCompleto4_2
TLOAD=1
TIC=1
SPC=1
$ Output result for request: Assorbitore
TYPE (Assorbitore) = ARCHIVE
ELEMENTS (Assorbitore) = 1
SET 1 = allelements
ELOUT (Assorbitore) = EFFSTS EFFPLS
TIMES (Assorbitore) = 0 thru end by 2
SAVE (Assorbitore) = 10000
$ Output result for request: tutto
TYPE (tutto) = TIMEHIS
MATS (tutto) = 4
SET 4 = 1 2
MATOUT (tutto) = EKIN EINT EDIS
TIMES (tutto) = 0 thru end by 2
SAVE (tutto) = 10000
$ Output result for request: boccola
TYPE (boccola) = TIMEHIS
GRIDS (boccola) = 5
SET 5 = 1 THRU 120
GPOUT (boccola) = XVEL XACC XFORCE XDIS
TIMES (boccola) = 0 thru end by 2
SAVE (boccola) = 10000
$----- Parameter Section -----
PARAM,INISTEP,1E-7
PARAM,MINSTEP,1E-9
PARAM,LIMCUB,1000
PARAM,CONTACT,VERSION,V4
PARAM,CONTACT,THICK,1.0
PARAM,CONTACT,GAP,0.0
PARAM,RBE2INFO,GRIDON
PARAM,FAILOUT,NO
$----- BULK DATA SECTION -----
BEGIN BULK
INCLUDE AssCompleto4_2.bdf
$
$ ===== PROPERTY SETS =====
$
$          * PBoccola *
$
PSHELL 1      2      .5
$

```

```

$          * PAsola *
$
$ PSOLID      2      1
$
$
$ ===== MATERIAL DEFINITIONS =====
$
$ ----- Material Al id =1
$ DYMAT24 1 2.7e-06      73      .33      +A000001
$ +A000001      .314      .15
$
$ ----- Material Boccola_rigid id =2
$ MATRIG 2      87      +A000002
$ +A000002      +A000003
$ +A000003      2
$
$ ===== LOAD CASES =====
$
$ ----- Rigid Body Object Boccola_rbo -----
$ ---- Reference Node for Rigid body is 731
$
$ TLOAD1 1      1002      12
$ FORCE      1002      MR2      1      0      0
$ MOMENT 1002      MR2      1      0      0      0
$
$
$ ----- Contact : Contatto Boccola_Asola
$
$ CONTACT      7      PROP      PROP      3      4
$ +A000002
$ +A000002      V4      YES
$
$ Slave contact surface for Contatto Vite_Asola: Asola
$
$ SET1,3,2
$
$ Master contact surface for Contatto Vite_Asola: Boccola
$
$ SET1,4,1
$ ENDDATA
$
$ --- SPC-NAME = VINCOLI
$
$ SPC1,1,123456,125,128,153,154,155,240+A000001
$ +A000001,241,244,252,291,367,388,389,390+A000002
$ +A000002,407,412,414,926,1075,1080,THRU,1113+A000003
$ +A000003,1237,THRU,1240,1365,THRU,1385,1425,1463+A000004
$ +A000004,1464,1465,1480,1504,1508,1509,1529,1598+A000005
$ +A000005,1624,1738,1758,THRU,1761,1811,1894,1896+A000006
$ +A000006,1909,1911,1931,1933
$
$ --- Define 1987 grid points ---
$
$ --- Define 6499 elements
$
$

```

**Assorbitore Cilindrico**

```

START
TIME=10000
CEND
ENDTIME=99
CHECK=NO
TITLE= Jobname is: prova
TLOAD=1
TIC=1
SPC=1
$ Output result for request: assorbitore
TYPE (assorbitore) = ARCHIVE
ELEMENTS (assorbitore) = 1
SET 1 = allelements
ELOUT (assorbitore) = EFFSTS EFFPLS
TIMES (assorbitore) = 0 thru end by 3
SAVE (assorbitore) = 10000
$ Output result for request: energia
TYPE (Energy) = TimeHis
MATS (Energy) = 12
SET 12 = 2
MATOUT (Energy) = EDIS
TIMES (Energy) = 0 THRU END BY 3
SAVE (energy) = 10000
$
TYPE (boccola) = TIMEHIS
RIGIDS (boccola) = 2
SET 2 = 1
RBOUT (boccola) = YVEL, YCG
TIMES (boccola) = 0 thru end by 3
SAVE (boccola) = 10000
$----- Parameter Section -----
PARAM,INISTEP,1E-7
PARAM,MINSTEP,1E-9
PARAM,CONTACT,VERSION,V2
PARAM,CONTACT,THICK,0.0
$PARAM,FALLOUT,NO
PARAM,BULKL,0.06
PARAM,BULKQ,1.44
$----- BULK DATA SECTION -----
BEGIN BULK
$ --- SPC-name = fixed
SPC1      1      123   10496   10497   10514   10515   10532
10533+A000001
+A000001   10550   10551   10568   10569   10586   10587   10604
10605+A000002
+A000002   10622   10623   10640   10641   10658   10659   10676
10677+A000003
+A000003   10694   10695   10712   10713   10730   10731   10748
10749+A000004
+A000004   10766   10767   10784   10785   10802   10803   10820
10821+A000005
+A000005   10838   10839   10856   10857   10874   10875   10892
10893+A000006
+A000006   10910   10911   10928   10929   10946   10947   10964
10965+A000007
+A000007   10982   10983   11000   11001   11018   11019
$
$ --- Define 10100 grid points ---
$

```

```

$
$ --- Define 9570 elements
$
$ ----- property set boccola -----
$
$ ----- property set cilindro -----
$
$ ===== PROPERTY SETS =====
$
$           * boccola *
$
PSHELL1,1,,DUMMY
$PSHELL      1      2      .01
$
$           * cilindro *
$
PSOLID      2      2
$
$ ===== MATERIAL DEFINITIONS =====
$
$ ----- Material alluminio id =1
DYMAT24      2 2.7e-06      73      .33      +A000916
+A000916      .314      .15
$
$ ----- Material rigid id =2
RIGID,1,2,87,,0.0,126.,0.0,,+
+,,0.0,-2.0,0.0,,,,,+
+,,.124767,0.0,0.0,.124767,0.0,.124767
$
$ ===== Load Cases =====
$
$ ----- Contact : contact
$
CONTACT      4      SURF      SURF      1      2
$
$ Slave contact surface for contact
$
SURFACE      1      SEG      1
CFACE      1      1      10310      6
CFACE      900      1      10038      3
$
$ Master contact surface for contact
$
SURFACE      2      ELEM      1
SET1      1      8996      THRU      9490      8415      THRU      8995
7834+A000920
+A000920      THRU      8414      7253      THRU      7833      6672      THRU
7252+A000921
+A000921      6091      THRU      6671      5510      THRU      6090      4929
THRU+A000922
+A000922      5509      4348      THRU      4928      3767      THRU      4347
3186+A000923
+A000923      THRU      3766      2605      THRU      3185      2024      THRU
2604+A000924
+A000924      1443      THRU      2023      341      THRU      1442
ENDDATA

```

**Seduta**

```

START
CEND
type(aa)=stepsum
steps(aa)=0 thru end by 20
type(bb)=matsum
steps(bb)=0 thru end by 20
type(cc)=mrsum
steps(cc)=0 thru end by 20
ENDTIME=300
CHECK=NO
TITLE= Jobname is: LunaStick5
TLOAD=1
TIC=1
SPC=1
$ Output result for request: Arc
TYPE (Arc) = ARCHIVE
ELEMENTS (Arc) = 1
SET 1 = allelements
ELOUT (Arc) = EFFSTS EFFPLS
TIMES (Arc) = 0 thru end by 10
SAVE (Arc) = 10000
$ Output result for request: OutGrid
TYPE (OutGrid) = TIMEHIS
GRIDS (OutGrid) = 2
SET 2 = 567 656 577 566 578 586 661 655 1168 805 1522
GPOUT (OutGrid) = XPOS XVEL XACC XFORCE ZPOS ZVEL ZACC ZFORCE
TIMES (OutGrid) = 0 thru end by 10
SAVE (OutGrid) = 10000
$ Output result for request: OutEl
$TYPE (OutEl) = TIMEHIS
$ELEMENTS (OutEl) = 3
$SET 3 = allelements
$ELOUT (OutEl) = TXX TYY TZZ
$TIMES (OutEl) = 0 thru end by 10
$SAVE (OutEl) = 10000
$----- Parameter Section -----
PARAM,INISTEP,1.0e-5
PARAM,MINSTEP,1.0e-7
PARAM,RBE2INFO,GRIDON
$----- BULK DATA SECTION -----
BEGIN BULK
INCLUDE LunaStick5.bdf
$
$ ===== PROPERTY SETS =====
$
$          * massa_a terra = massa elevata nei nodi a terra *
$
CONM2          1          567          1E+6
CONM2          1          566          1E+6
CONM2          1          577          1E+6
CONM2          1          556          1E+6
$
$          * massa_manichino = 77 Kg *
$
CONM2          2          1168          39
CONM2          3          805          78
CONM2          4          1522          39
$
$          * massa_ballast = 2 x 9.07 Kg = 2 x 10 Kg *

```

```

$
CONM2      5      619      2.
CONM2      6      620      2.
CONM2      7      621      2.
CONM2      8      622      2.
CONM2      9      623      2.
CONM2     10      624      2.
CONM2     11      625      2.
CONM2     12      626      2.
CONM2     13      627      2.
$
$
$      * PBeam *
PBEAML      1      1      TUBE      +A000001
+A000001  25.075  21.075
$
$      * Pgamba_ant *
PBEAML      2      1      I      +A000002
+A000002  44.5    25      25      1.8    2.8    2.8
$
$      * Pgamba_post *
PBEAML      3      1      I      +A000003
+A000003  53.5    25      25      1.8    2.8    2.8
$
$      * Pbarabag *
PBEAML      4      1      BOX      +A000004
+A000004  12      25      2      2
$
$      * Paste_att *
PBEAML      5      1      CHAN      +A000005
+A000005  10      25      2      2
$
$      * Pass *
PBEAM      6      1      78.53    491.    491.
$
$      * Ptrav *
PSHELL     7      1      5
$
$      * PTelino *
PSHELL     8      1      1
$
$ ===== MATERIAL DEFINITIONS =====
$
$ ----- Material Al id =1
DYMAT24      1  2.7e-06      73      .33      +A000007
+A000007      .314      .15
$
$ ----- MPC-Element: 2890 -----
RBE2      2890      671  123456      66      THRU      75
$
$ ----- MPC-Element: 2891 -----
RBE2      2891      672  123456      56      THRU      65
$
$ ----- MPC-Element: 2892 -----
RBE2      2892      677  123456      36      THRU      45
$
$ ----- MPC-Element: 2893 -----
RBE2      2893      679  123456      46      THRU      55
$
$ ----- MPC-Element: 2894 -----
RBE2      2894      689  123456      21      THRU      30
$
$ ----- MPC-Element: 2895 -----

```

```

RBE2      2895      688 123456      11  THRU      20
$
$ ----- MPC-Element: 2896 -----
RBE2      2896      1522 123456      1521  1523  1524
$
$ ----- MPC-Element: 2897 -----
RBE2      2897      805 123456      804    806    807
$
$ ----- MPC-Element: 2898 -----
RBE2      2898      1168 123456      1167  1169  1170
$
$ ----- MPC-Element: 2899 -----
RBE2      2899      567 123456      556    566    577
$
$ ===== LOAD CASES =====
$
$ ----- Initial Velocity BC Init_vel -----
SET1      1          1  THRU  1762
TICGP     1          1  XVEL  13.4
$
$ ----- Force BC impulso -----
$
TLOAD1    1          10          0          1
FORCE     10         567          0 9.81E+3  -.985          .174
FORCE     10         566          0 9.81E+3  -.985          .174
FORCE     10         577          0 9.81E+3  -.985          .174
FORCE     10         556          0 9.81E+3  -.985          .174
$
$ ===== TABLES =====
$
$ ----- TABLE 1: impulso -----
$
TABLED1    1
+A000008   0          0          5          0          95          16          +A000008
0+A000009
$
ENDDATA

$ --- SPC-NAME = VINCOLI
$
SPC1      1  23456  566  577
$ --- SPC-name = Vincoli_ant
SPC1      1  2346  556  567
$
$
$ --- Define 1762 grid points ---
$
$ --- Define 2869 elements
$

```

## Appendice 5: Formulazione Degli Elementi Beam Di Hughes-Liu

La formulazione dell'elemento beam di HL, basata sulla shell [] discussa più avanti, ha diverse notevoli qualità:

- 1 È incrementalmente obiettivo (rotazioni di corpo rigido non generano deformazioni), permettendo il trattamento di deformazioni finite che si presentano in molte applicazioni pratiche
- 2 È semplice, il che di solito si traduce in efficienza computazionale e robustezza
- 3 È compatibile con gli elementi brick, perché l'elemento è basato su una formulazione degenerata dell'elemento brick
- 4 Include deformazioni finite dovute al taglio trasversale. I calcoli aggiuntivi di cui si ha bisogno per mantenere questa componente di strain, confrontati con quelli in ipotesi di assenza di deformazioni da taglio trasversale, sono insignificanti

### Geometria

L'elemento beam di HL è basato su una degenerazione dell'elemento solid isoparametrico a 8 nodi, un approccio che si deve a Ahmad et alii [1970]. Ricordando il mapping isoparametrico di elemento solido del biunit cube

$$x(\xi, \eta, \zeta) = N_a(\xi, \eta, \zeta)x_a \quad (5.1)$$

$$N_a(\xi, \eta, \zeta) = \frac{(1 + \xi_a \xi)(1 + \eta_a \eta)(1 + \zeta_a \zeta)}{8} \quad (5.2)$$

dove  $x$  è un punto arbitrario nell'elemento,  $(\xi, \eta, \zeta)$  sono le coordinate parametriche,  $x_a$  sono le coordinate globali nodali del nodo  $a$ , e  $N_a$  sono le element shape functions calcolate al nodo  $a$ , cioè  $(\xi_a, \eta_a, \zeta_a)$  sono  $(\xi, \eta, \zeta)$  calcolate in  $a$ .

Nella geometria del beam,  $\xi$  determina il punto lungo l'asse del beam e la coppia di coordinate  $(\eta, \zeta)$  definisce un punto sulla sezione. Per la degenerazione della geometria del brick a 8 nodi in quella del beam a 2 nodi, i 4 nodi a  $\xi=-1$  e a  $\xi=1$  sono combinati in un nodo singolo con 3 gradi di libertà traslazionali e 3 rotazionali. Fibre nodali ortogonali inestensibili sono definite ad ogni nodo per trattare i gradi

rotazionali di libertà.

La fig. 2.1 mostra uno schema del biunit cube e dell'elemento beam. Il mapping del biunit cube nell'elemento beam è separata in tre parti:

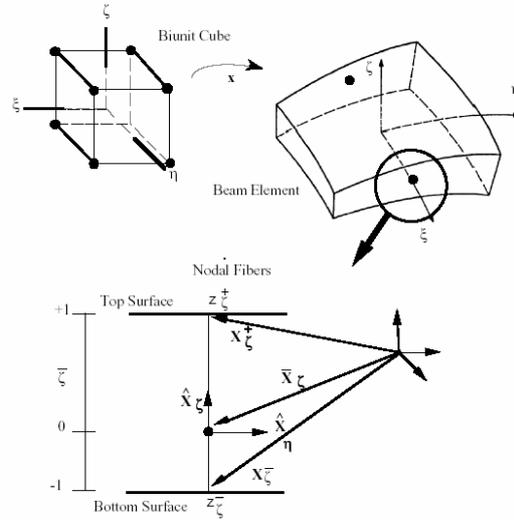


Fig. App.5-1

$$x(\xi, \eta, \zeta) = \bar{x}(\xi) + X(\xi, \eta, \zeta) = \bar{x}(\xi) + X_\zeta(\xi, \zeta) + X_\eta(\xi, \eta) \quad (5.3)$$

Dove  $x$  indica un vettore posizione di un punto sull'asse del beam, e  $X_\zeta$  e  $X_\eta$  sono vettori posizione nel punto  $x$  sull'asse che definiscono le direzioni delle fibre attraverso

quel punto. In particolare

$$\bar{x}(\xi) = N_a(\xi) \bar{x}_a \quad (5.4)$$

$$X_\eta(\xi, \eta) = N_a(\xi) X_{\eta a}(\eta) \quad (5.5)$$

$$X_\zeta(\xi, \zeta) = N_a(\xi) X_{\zeta a}(\zeta) \quad (5.6)$$

Con questa descrizione, punti arbitrari sulla linea di riferimento  $x$  sono interpolati dalla funzione di forma monodimensionale  $N(\xi)$  che opera sulla posizione globale dei due nodi del beam che definiscono l'asse di riferimento, cioè  $x_a$ . Punti fuori dell'asse di riferimento sono in seguito interpolati usando una funzione di forma monodimensionale lungo le direzioni delle fibre, cioè,  $X_{\eta a}(\eta)$  e  $X_{\zeta a}(\zeta)$  dove

$$X_{\eta a}(\eta) = z_{\eta}(\eta) \hat{X}_{\eta a} \quad (5.7a)$$

$$z_{\eta}(\eta) = N_{+}(\eta)z_{\eta a}^{+} + N_{-}(\eta)z_{\eta a}^{-} \quad (5.7b)$$

$$N_{+}(\eta) = \frac{(1+\eta)}{2} \quad (5.7c)$$

$$N_{-}(\eta) = \frac{(1-\eta)}{2} \quad (5.7d)$$

$$X_{\zeta a}(\zeta) = z_{\zeta}(\zeta) \hat{X}_{\zeta a} \quad (5.8a)$$

$$z_{\zeta}(\zeta) = N_{+}(\zeta)z_{\zeta a}^{+} + N_{-}(\zeta)z_{\zeta a}^{-} \quad (5.8b)$$

$$N_{+}(\zeta) = \frac{(1+\zeta)}{2} \quad (5.8c)$$

$$N_{-}(\zeta) = \frac{(1-\zeta)}{2} \quad (5.8d)$$

dove  $Z_{\eta}(\eta)$  e  $Z_{\zeta}(\zeta)$  sono ‘funzioni di spessore’

La formulazione del beam di HL usa 4 vettori posizione, in aggiunta a  $\xi$ , per localizzare l’asse di riferimento e definire le direzioni iniziali delle fibre. Consideriamo i due vettori posizione delle fibre  $X_{\zeta a}^{+}$   $X_{\zeta a}^{-}$  posti sulle superfici superiore ed inferiore, rispettivamente, rispetto al nodo a. Allora

$$\bar{x}_{\zeta a} = \frac{1}{2}(1-\bar{\zeta})x_{\zeta a}^{-} + (1+\bar{\zeta})x_{\zeta a}^{+} \quad (5.9a)$$

$$\hat{X}_{\zeta a} = \frac{(x_{\zeta a}^{+} - x_{\zeta a}^{-})}{\|x_{\zeta a}^{+} - x_{\zeta a}^{-}\|} \quad (5.9b)$$

$$z_{\zeta a}^{+} = \frac{1}{2}(1-\bar{\zeta}) \cdot \|x_{\zeta a}^{+} - x_{\zeta a}^{-}\| \quad (5.9c)$$

$$z_{\zeta a}^{-} = -\frac{1}{2}(1+\bar{\zeta}) \cdot \|x_{\zeta a}^{+} - x_{\zeta a}^{-}\| \quad (5.9d)$$

$$\bar{x}_{\eta a} = \frac{1}{2} \left( (1 - \bar{\zeta}) x_{\eta a}^- + (1 + \bar{\zeta}) x_{\eta a}^+ \right) \quad (5.10a)$$

$$\hat{X}_{\eta a} = \frac{(x_{\eta a}^+ - x_{\eta a}^-)}{\|x_{\eta a}^+ - x_{\eta a}^-\|} \quad (5.10b)$$

$$z_{\eta a}^+ = \frac{1}{2} (1 - \bar{\eta}) \cdot \|x_{\eta a}^+ - x_{\eta a}^-\| \quad (5.10c)$$

$$z_{\eta a}^- = -\frac{1}{2} (1 + \bar{\eta}) \cdot \|x_{\eta a}^+ - x_{\eta a}^-\| \quad (5.10d)$$

Dove  $\| - \|$  è la norma euclidea. La superficie di riferimento può essere localizzata alla mezzeria del beam o spostata alla superficie esterna. Questa capacità è utile in diverse situazioni pratiche che coinvolgono superfici di contatto, connessioni di beam a elementi solidi, ed elementi di offsetting come beam stiffeners in stiffened shells. Le superfici di riferimento sono localizzate entro l'elemento beam specificando il valore dei parametri  $\eta$  e  $\zeta$  (cfr. la parte bassa di fig. 2.1).

Quando questi parametri assumono i valori -1 o +1, l'asse di riferimento è localizzato sulle superfici esterne del beam. Se sono posti a zero, l'asse di riferimento è al centro. La stessa rappresentazione parametrica utilizzata per descrivere la geometria dei beam è utilizzata per interpolare gli spostamenti dell'elemento beam, cioè una rappresentazione isoparametrica. Inoltre gli spostamenti sono separati in spostamenti dell'asse di riferimento ed rotazioni associate alle direzioni delle fibre:

$$u(\xi, \eta, \zeta) = \bar{u}(\xi) + U(\xi, \eta, \zeta) = \bar{u}(\xi) + U_{\zeta}(\xi, \zeta) + U_{\eta}(\xi, \eta) \quad (5.11a)$$

$$\bar{u}(\xi) = N_a(\xi) \bar{u}_a \quad (5.11b)$$

$$U_{\eta}(\xi, \eta) = N_a(\xi) U_{\eta a}(\eta) \quad (5.11c)$$

$$U_{\zeta}(\xi, \zeta) = N_a(\xi) U_{\zeta a}(\zeta) \quad (5.11d)$$

$$U_{\eta a}(\eta) = z_{\eta a}(\eta) \hat{U}_{\eta a} \quad (5.11e)$$

$$U_{\zeta a}(\zeta) = z_{\zeta a}(\zeta) \hat{U}_{\zeta a} \quad (5.11f)$$

dove  $\mathbf{u}$  è lo spostamento di un punto generico,  $\bar{u}$  è lo spostamento di un punto



**Sistema di coordinate delle fibre**

Per un elemento beam, le quantità note saranno gli spostamenti della superficie di riferimento  $u$  ottenuta dalle equazioni n-traslazionali del moto e le quantità rotazionali ad ogni nodo ottenute dalle equazioni rotazionali del moto. Quello che resta per completare la cinematica è una relazione tra rotazioni nodali e spostamenti delle fibre  $U$ . Le relazioni linearizzate tra le componenti incrementali  $\Delta U$  e le rotazioni incrementali sono date da

$$\begin{Bmatrix} \Delta \hat{U}_{\eta 1} \\ \Delta \hat{U}_{\eta 2} \\ \Delta \hat{U}_{\eta 3} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & \hat{Y}_{\eta 3} & -\hat{Y}_{\eta 2} \\ -\hat{Y}_{\eta 3} & 0 & \hat{Y}_{\eta 1} \\ \hat{Y}_{\eta 2} & -\hat{Y}_{\eta 1} & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta \theta_1 \\ \Delta \theta_2 \\ \Delta \theta_3 \end{Bmatrix} = h_{\eta} \Delta \theta \quad (5.13a)$$

$$\begin{Bmatrix} \Delta \hat{U}_{\zeta 1} \\ \Delta \hat{U}_{\zeta 2} \\ \Delta \hat{U}_{\zeta 3} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & \hat{Y}_{\zeta 3} & -\hat{Y}_{\zeta 2} \\ -\hat{Y}_{\zeta 3} & 0 & \hat{Y}_{\zeta 1} \\ \hat{Y}_{\zeta 2} & -\hat{Y}_{\zeta 1} & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta \theta_1 \\ \Delta \theta_2 \\ \Delta \theta_3 \end{Bmatrix} = h_{\zeta} \Delta \theta \quad (5.13b)$$

Le equazioni 5.3 sono usate per trasformare gli spostamenti *tip* di fibbra in incrementi rotazionali nelle equazioni del moto. La formulazione aggiornata rotazionale accurata del secondo ordine, dovuta a Hughes e Winget [1980] è utilizzata per aggiornare i vettori delle fibre:

$$\hat{Y}_{\eta i}^{n+1} = R_{ij}(\Delta \theta) \hat{Y}_{\eta i}^n \quad (5.14a)$$

$$\hat{Y}_{\zeta i}^{n+1} = R_{ij}(\Delta \theta) \hat{Y}_{\zeta i}^n \quad (5.14b)$$

$$\Delta \hat{U}_{\eta a} = \hat{Y}_{\eta a}^{n+1} - \hat{Y}_{\eta a}^n \quad (5.15a)$$

$$\Delta \hat{U}_{\zeta a} = \hat{Y}_{\zeta a}^{n+1} - \hat{Y}_{\zeta a}^n \quad (5.15b)$$

$$R_{ij}(\Delta \theta) = \delta_{ij} + \frac{(2\delta_{ij} + \Delta S_{ik})\Delta S_{ik}}{2D} \quad (5.16a)$$

$$\Delta S_{ij} = \epsilon_{ikj} \Delta \theta_k \quad (5.16b)$$

$$2D = 2 + \frac{1}{2}(\Delta \theta_1^2 + \Delta \theta_2^2 + \Delta \theta_3^2) \quad (5.16c)$$

**Sistema di coordinate locali**

In aggiunta al sistema di coordinate delle fibre sopra descritto, un sistema di coordinate locale è necessario per rinforzare le condizioni di stress normale nullo trasversalmente all'asse. La base ortonormale con due direzioni  $e_2$  ed  $e_3$  normali all'asse del beam è costruita come segue:

$$\hat{e}_1 = \frac{\bar{y}_2 - \bar{y}_1}{\|\bar{y}_2 - \bar{y}_1\|} \quad (5.17)$$

$$e'_2 = \frac{\hat{Y}_{\eta 1} + \hat{Y}_{\eta 2}}{\|\hat{Y}_{\eta 1} + \hat{Y}_{\eta 2}\|} \quad (5.18)$$

Dal prodotto vettoriale di queste tangenti locali

$$\hat{e}_3 = \hat{e}_1 \times e'_2 \quad (5.19)$$

E per completare questa base ortonormale, il vettore

$$\hat{e}_2 = \hat{e}_3 \times \hat{e}_1 \quad (5.20)$$

È definito. Questo sistema di coordinate ruota rigidamente con le deformazioni dell'elemento.

La trasformazione di vettori dal sistema di riferimento globale a quello locale può ora essere definita in termini dei vettori di base come

$$\hat{A} = \begin{Bmatrix} \hat{A}_x \\ \hat{A}_y \\ \hat{A}_z \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} e_{1x} & e_{2x} & e_{3x} \\ e_{1y} & e_{2y} & e_{3y} \\ e_{1z} & e_{2z} & e_{3z} \end{bmatrix}^T \begin{Bmatrix} A_x \\ A_y \\ A_z \end{Bmatrix} = [q]\{A\} \quad (5.21)$$

Dove --- sono le componenti globali dei versori locali, A è un vettore in coordinate locali, ed A è lo stesso vettore nel sistema di coordinate globale.

**Aggiornamento di tensioni e deformazioni**

**Tensore delle deformazioni incrementali e delle deformazioni**

Gli incrementi di strain e spin sono calcolati dal gradiente di spostamento incrementale

$$G_{ij} = \frac{\partial \Delta u_i}{\partial y_j} \quad (5.22)$$

dove  $\Delta u_i$  sono gli spostamenti incrementali e  $y_i$  sono le coordinate deformate.

I tensori incrementali di strani e spin sono definiti come le parti simmetriche ed antisimmetriche, rispettivamente, di  $G_{ij}$ :

$$\Delta \varepsilon_{ij} = \frac{1}{2}(G_{ij} + G_{ji}) \quad (5.23)$$

$$\Delta \omega_{ij} = \frac{1}{2}(G_{ij} - G_{ji}) \quad (5.24)$$

Il tensore incrementale di spin  $\Delta \omega_{ij}$  è usato come un'approssimazione al contributo rotazionale dello Jaumann rate del tensore di stress; in un'implementazione implicita [Hallquist 1981b] è utilizzata la più accurata matrice di trasformazione di Hughes-Winget [1980], eq. 5.16, con il tensore di spin incrementale per l'update rotazionale. Lo Jaumann rate aggiornato è approssimato come

$$\underline{\sigma}_{ij} = \sigma_{ij}^n + \sigma_{ip}^n \Delta \omega_{pj} + \sigma_{jp}^n \Delta \omega_{pi} \quad (5.25)$$

dove gli apici sul tensore di stress si riferiscono alle configurazioni aggiornata(n+1) e di riferimento(n). Questo aggiornamento del tensore di stress è applicato prima della valutazione costitutiva, e lo stress e lo strani sono stored in the global coordinate system.

#### **Aggiornamento delle tensioni**

Per valutare la relazione costitutiva, gli incrementi di stress e strain sono ruotati dal sistema globale a quello locale usando la trasformazione definita prima nell'eq. 5.21, cioè

$$\sigma_{ij}^m = q_{ik} \underline{\sigma}_{kn} q_{jn} \quad (5.26a)$$

$$\Delta \varepsilon_{ij}^l = q_{ik} \Delta \varepsilon_{kn} q_{jn} \quad (5.26b)$$

dove l'apice 1 indica componenti nel sistema locale. Lo stress è aggiornato incrementalmente:

$$\sigma_{ij}^{m+1} = \sigma_{ij}^m + \Delta \sigma_{ij}^{m+\frac{1}{2}} \quad (5.27)$$

e ruotato di nuovo al sistema globale

$$\sigma_{ij}^{n+1} = q_{ki} \sigma_{kn}^{n+1} q_{nj} \quad (5.28)$$

prima di calcolare l' *internal force vector*.

**Legame tra deformazioni incrementali e spostamenti**

Dopo il completamento della valutazione costitutiva, gli stress completamente aggiornati sono ruotati di nuovo al sistema globale. Questi stress globali sono poi usati per aggiornare il vettore delle forze interne

$$f_a^{\text{int}} = \int B_a^T \sigma dv \quad (5.29)$$

Dove  $f_a^{\text{int}}$  sono le forze interne al nodo a e  $B_a$  è la matrice spostamenti-deformazioni nel sistema globale associata con gli spostamenti al nodo a. La matrice B mette in relazione sei componenti globali di deformazione a 18 spostamenti incrementali [3 spostamenti traslazionali a nodo e i 6 spostamenti di fibre *tip* incrementali delle eq. 5.15]. Conviene partizionare la matrice B:

$$B = [B_1, B_2] \quad (5.30)$$

Ogni submatrice  $B_i$  viene poi partizionata in una parte dovuta alla deformazione ed allo spin con le seguenti definizioni di submatrice:

$$B_a = \begin{bmatrix} B_1 & 0 & 0 & B_4 & 0 & 0 & B_7 & 0 & 0 \\ 0 & B_2 & 0 & 0 & B_5 & 0 & 0 & B_8 & 0 \\ 0 & 0 & B_3 & 0 & 0 & B_6 & 0 & 0 & B_9 \\ B_2 & B_1 & 0 & B_5 & B_4 & 0 & B_8 & B_7 & 0 \\ 0 & B_3 & B_2 & 0 & B_6 & B_5 & 0 & B_9 & B_8 \\ B_3 & 0 & B_1 & B_6 & 0 & B_4 & B_9 & 0 & B_7 \end{bmatrix} \quad (5.31)$$

dove

$$B_i = \begin{cases} N_{a,i} = \frac{\partial N_a}{\partial y_i} & \text{for } i = 1, 2, 3 \\ (N_a z_{\eta a})_{,i-3} = \frac{\partial (N_a z_{\eta a})}{\partial y_{i-3}} & \text{for } i = 4, 5, 6 \\ (N_a z_{\zeta a})_{,i-6} = \frac{\partial (N_a z_{\zeta a})}{\partial y_{i-6}} & \text{for } i = 7, 8, 9 \end{cases} \quad (5.32)$$

Riguardo alle relazioni spostamenti-deformazioni, si noti che:

- 1 Le derivate delle funzioni di forma sono calcolate rispetto alle coordinate

globali

- 2 La matrice B è calcolata sulla sezione posta nella mezzeria dell'asse
- 3 La matrice risultante B è 6x18

La forza interna, f, data da

$$f' = T^t f_a^{int} \quad (5.33)$$

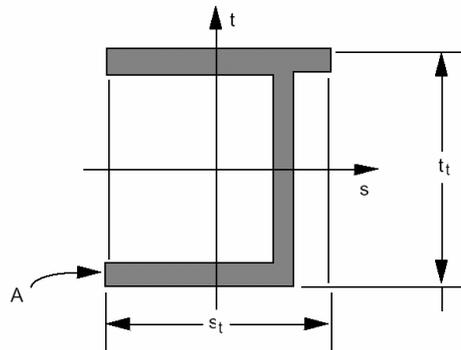
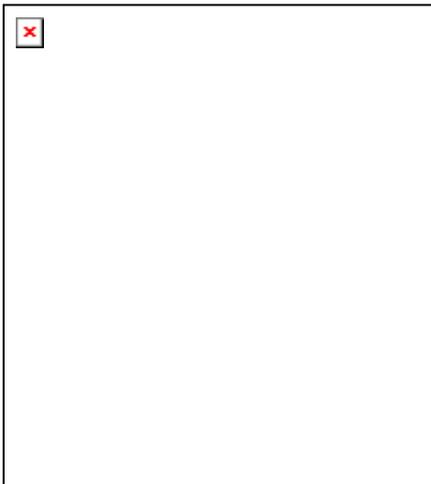
è assemblata nel vettore globale delle forze interne destrorse. T è definito come(vedi anche eq. 5.13):

$$T = \begin{bmatrix} I & 0 \\ 0 & h_\eta \\ 0 & h_\zeta \end{bmatrix} \quad (5.34)$$

dove I è la matrice identità 3x3.

**Integrazione nello spazio**

L'integrazione dell'eq. 5.29 per l'elemento beam è effettuata con un'integrazione one-point lungo l'asse e punti multipli nella sezione. Per sezioni rettangolari diverse scelte sono possibili, come mostrato in fig 2.3. Il beam non ha energia nulla o 'locking modes'.



**Fig. App.5-3**

Per la regola definita dall'utente è necessario specificare il numero di punti di integrazione e l'area relativa per la sezione totale:

$$A_r = \frac{A}{s_t \cdot t_t}$$

dove  $s_t$  e  $t_t$  sono gli spessori del beam specificati o sulla sezione o sulle schede degli elementi beam.

La sezione rettangolare che contiene  $s_t$  e  $t_t$  dovrebbe contenere ometamente la geometria delle sezioni trasversali . La fig 5.4 mostra ciò per una tipica sezione. Nella figura 5.5 l'area è separata in 12 punti di integrazione. Per ogni punto di integrazione è necessario definire le coordinate parametriche  $s$  e  $t(s_i, t_i)$  del centroide dell'i-mo punto di integrazione e la relativa area associata col punto

$$A_{ri} = \frac{A_i}{A}$$

dove  $A_i$  è il rapporto tra l'area del punto di integrazione e quella reale della sezione.

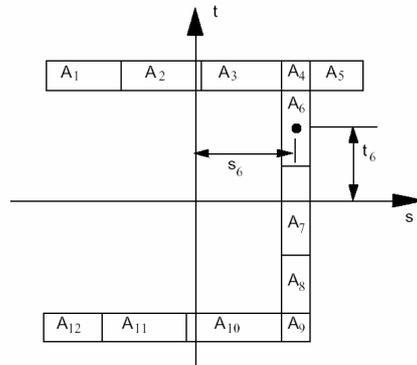


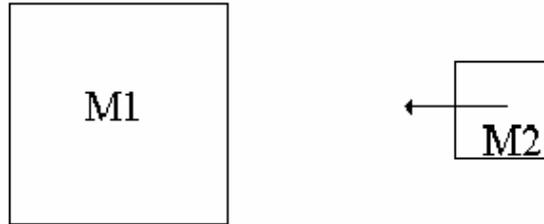
Fig. App.5-4

## Appendice 6: Aspetti elementari di un urto anelastico

L'analisi di crash studia il fenomeno dell'urto fra due corpi in moto relativo.

Lo studio della sicurezza passiva di un veicolo, ovvero i provvedimenti che si prendono per limitare le conseguenze di un incidente per gli occupanti, attinge largamente da questa scienza. In seguito si vuole fornire una breve panoramica degli aspetti teorici di un impatto tra corpi per meglio comprenderne la problematica.

Nel caso più banale l'urto anelastico avviene tra una massa ferma 1  $M$  e una massa 2  $M$  in moto a velocità 2  $V$ .



**Fig. App. 6-1**

Per il principio della conservazione della quantità di moto vale la seguente relazione:

$$M_2 V_2 = (M_1 + M_2) V_3 \quad \text{e App. 6-1}$$

dove la velocità 3  $V$  è la velocità comune ad entrambe le masse subito dopo l'impatto. La perdita di energia cinetica  $K_1$  del sistema, che rappresenta l'energia che deve essere assorbita dal sistema di assorbimento energetico interposto tra le due masse, è fornita dalla seguente espressione:

$$K_1 = M_2 V_2^2 / 2 - (M_1 + M_2) V_3^2 / 2 \quad \text{e App. 6-2}$$

che, si può anche scrivere come

$$K_1 = (M_2 V_2^2 / 2) / (1 + M_2 / M_1) \quad \text{e App. 6-3}$$

dove l'energia cinetica iniziale della massa 2  $M$  vale  $M_2 V_2^2 / 2$ .

L'entità dell'energia assorbita dipende dalla relazione esistente tra le grandezze delle due masse:

$$M_2 / M_1 \gg 1 \rightarrow K_1 \cong 0 \quad \text{e App. 6-4}$$

la perdita di energia cinetica durante l'impatto si può considerare nulla.

$$M_2 / M_1 \ll 1 \rightarrow K_1 \cong M_2 V_2^2 / 2 \quad \text{e App. 6-5}$$

tutta l'energia cinetica della massa 2  $M$  è assorbita durante l'impatto.

$$M_2 = M_1 \rightarrow K_1 = M_2 V_2^2 / 4 \quad \text{e App. 6-6}$$

la perdita di energia cinetica dovuta all'impatto è pari alla metà dell'energia cinetica iniziale della massa 2  $M$ . In uno scenario di impatto simile a quello schematizzato nel disegno in fig. 1.22 l'introduzione di una serie di  $n$  tubi a parete sottile tra le due masse potrebbe simulare il ruolo di un assorbitore energetico. Tali tubi sottoposti all'azione di un carico dinamico assiale vanno in buckling progressivo con una forza media di crush pari a  $n P$ . Nella maggior parte degli eventi di impatto

il caso più ricorrente è quello in cui  $M_2 / M_1 \ll 1$ , e l'energia assorbita è pari a  $K_1 \cong M_2 V_2^2 / 2$ , per questo motivo i tubi assorbono durante l'impatto

un'energia uguale a  $n P_m \Delta = M_2 V_2^2 / 2$ , dove  $\Delta$  rappresenta il massimo spostamento in direzione assiale subito dal sistema di tubi.

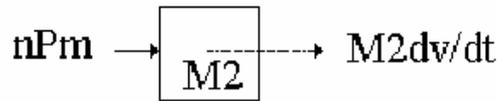


Fig. App. 6-2

Per  $n$  tubi la forza media di crushing dinamica è

$$n P_m = -M_2 dv / dt \quad \text{e App. 6-7}$$

con  $v = V_2$  all'istante  $t=0$ , e  $v=0$  all'istante  $t=T$ , dopo che il sistema di tubi si è schiacciato della quantità  $\Delta$  e la massa 2  $M$  si è fermata. La massa impattante presenta una decelerazione costante pari a

$$a = dv / dt = -n P_m / M_2 \quad \text{e App. 6-8}$$

da cui si ricava la storia temporale della velocità

$$v = -n P_m t / M_2 + V_2 \quad \text{e App. 6-9}$$

L'evento ha una durata pari a

$$T = M_2 V_2 / n P_m = -V_2 / a \quad \text{e App. 6-10}$$

dall'espressione dello spostamento della massa 2  $M$

$$\delta = -nP_m t^2 / 2M_2 + V_2 t$$



Fig. App. 6-3

si ottiene lo schiacciamento totale

$$\Delta = M_2 V_2^2 / 2nP_m = -V_2^2 / 2a \quad \text{e App. 6-11}$$

Un'altra importante classe di impatti strutturali è quella degli impatti verticali, dove la massa 2  $M$  cade verticalmente su 1  $M$  (schematizzata in fig. 1-23). In tali casi nell'equazione di conservazione dell'energia si tiene conto anche del contributo dell'energia potenziale della massa impattante che schiaccia l'assorbitore di una quantità:

$$nP_m \Delta = M_2 V_2^2 / 2 + M_2 g \Delta \quad \text{e App. 6-12}$$

dall'equazione del moto verticale della massa 2  $M$

$$nP_m + M_2 dv / dt - M_2 g = 0 \quad \text{e App. 6-13}$$

si osserva una decelerazione costante

$$a = dv / dt = -nP_m / M_2 + g \quad \text{e App. 6-14}$$

un tempo di crushing e una distanza di crushing

$$T = V_2 / (nP_m / M_2 - g) \quad \text{e App. 6-15}$$

$$\Delta = V_2^2 / \{2(nP_m / M_2 - g)\} \quad \text{e App. 6-16}$$

infine, nella maggior parte dei fenomeni di impatto verticale dove la decelerazione  $a$  è lecito approssimare

$$a \cong -nP_m / M_2 \quad \text{e App. 6-17}$$