

**ALMA MATER STUDIORUM - UNIVERSITÀ DI BOLOGNA**

---

**SECONDA FACOLTA' DI INGEGNERIA  
CON SEDE A CESENA**

*CORSO DI LAUREA IN*

**INGEGNERIA MECCANICA**

Classe 10

Sede di Forlì

**TESI DI LAUREA**

In

ING-IND/14 PROGETTAZIONE MECCANICA E COSTRUZIONE DI  
MACCHINE

**VALUTAZIONE SPERIMENTALE DELLA RISPOSTA  
STRUTTURALE DI UNA MACCHINA RADIOLOGICA  
ODONTOIATRICA**

CANDIDATO:

Daniele Masi

RELATORE:

Chiar.mo Prof. Giorgio Olmi

CORRELATORE

Ing. Maurizio Trombetti

Anno Accademico 2011/12

Sessione III



# Indice

<b>Capitolo 1 – Introduzione</b> .....	3
1.1 Premessa.....	3
1.2 Obiettivi.....	4
1.3 Sommario.....	4
<b>Capitolo 2 – Descrizione dell’azienda e dei prodotti</b> .....	6
2.1 Introduzione.....	6
2.2 La Divisione Dentale.....	8
2.3 Analisi del funzionamento dell’ibrido Hyperion X9.....	15
<b>Capitolo 3 – Sala Prove</b> .....	25
3.1 Le attività della Sala Prove.....	25
3.2 Pianificazione delle attività.....	26
3.3 Esempi di prove eseguite sui riuniti dentali.....	35
3.4 Esempi di prove eseguite su macchine radiologiche.....	41
<b>Capitolo 4 – Stato dell’arte dei test di affidabilità</b> .....	46
4.1 Introduzione.....	46
4.2 Classificazione delle prove affidabilistiche.....	47
4.3 Prove accelerate.....	49
4.4 Condizioni di prova e fasi principali.....	56
4.5 Funzioni generali di tempo-trasformazione.....	57
4.6 Utilizzo di modelli fisici.....	59
<b>Capitolo 5 – Campagna sperimentale</b> .....	68
5.1 Premessa.....	68
<b>5.2 Gruppo di movimentazione del craniostato</b> .....	71
<i>ANALISI DEL FUNZIONAMENTO</i> .....	71
<i>DEFINIZIONE OBIETTIVI DI PROVA</i> .....	72
<i>PIANIFICAZIONE DELLA PROVA</i> .....	73
<i>REPORT DI PROVA</i> .....	82
<i>ESITO DELLA PROVA</i> .....	86

<b>5.3 Gruppo craniostato</b> .....	86
<b>5.3.1 Meccanismo di bloccaggio morso (soluzione 1)</b> .....	90
<i>ANALISI DEL FUNZIONAMENTO</i> .....	90
<i>DEFINIZIONE OBIETTIVI DI PROVA</i> .....	92
<i>PIANIFICAZIONE DELLA PROVA</i> .....	93
<i>REPORT DI PROVA</i> .....	99
<i>ESITO DELLA PROVA</i> .....	107
<b>5.3.2 Meccanismo di bloccaggio morso (soluzione 2)</b> .....	107
<i>ANALISI DEL FUNZIONAMENTO</i> .....	107
<i>SCelta DELLE MOLLE</i> .....	111
<i>DEFINIZIONE OBIETTIVI DI PROVA</i> .....	114
<i>PIANIFICAZIONE DELLA PROVA</i> .....	114
<i>REPORT DI PROVA</i> .....	120
<i>ESITO DELLA PROVA</i> .....	124
<i>COMPARAZIONE TRA LE DUE SOLUZIONI</i> .....	126
<b>5.3.3 Sostegno ferma-fronte</b> .....	126
<i>ANALISI DEL FUNZIONAMENTO</i> .....	126
<i>DEFINIZIONE OBIETTIVI DI PROVA</i> .....	131
<i>PIANIFICAZIONE DELLA PROVA</i> .....	131
1) Determinazione sperimentale del modulo elastico del materiale.....	133
2) Determinazione sperimentale della resistenza a flessione del materiale.....	145
1) Verifica teorica della rigidezza.....	149
2) Verifica sperimentale della rigidezza.....	154
<i>REPORT DI PROVA</i> .....	166
<i>AZIONI CORRETTIVE</i> .....	167
<i>RIPARTENZA DELLA PROVA</i> .....	171
<i>ELABORAZIONE DEI RISULTATI</i> .....	173
<b>5.4 Osservazioni finali</b> .....	176
<b>Conclusioni</b> .....	180
<b>Appendice</b> .....	183
<b>Bibliografia</b> .....	193

# **Capitolo 1**

---

## **Introduzione**

### **1.1 Premessa**

Il presente lavoro è stato svolto dallo scrivente presso la Divisione Dentale di Cefla Group, società cooperativa ubicata ad Imola in Via Bicocca 14/C. Durante il periodo di tirocinio tesi, collocato tra ottobre 2012 - febbraio 2013 e successivo ad un primo periodo di tirocinio curricolare svolto in settembre 2012, il sottoscritto ha preso parte ad alcune attività del dipartimento di ricerca e sviluppo (R&D), in particolare a quelle che vengono svolte nella Sala Prove. Nel periodo di tesi si è avuto modo di analizzare, in generale, i prodotti progettati ed assemblati dalla divisione dentale e di studiare, più precisamente, il funzionamento globale di una macchina radiologica di recente concezione; si è assistito al montaggio di prototipi di alcune parti della macchina per individuarne criticità di assemblaggio e per apprenderne più efficacemente l'architettura e l'interazione tra i componenti. La principale esperienza maturata dallo scrivente riguarda la progettazione di prove sperimentali volte a testare l'affidabilità dei sottogruppi esaminati con lo scopo di evidenziarne elementi deboli e criticità di funzionamento.

## **1.2 Obiettivi**

Obiettivo dell'attività di tesi, in accordo a quanto espressamente richiesto dalla divisione dentale Cefla, è stato quello di introdurre una metodologia per la verifica dell'affidabilità dei prodotti, attraverso la pianificazione e conduzione di prove di vita accelerata e conseguente elaborazione dei dati ottenendo, quando possibile, una relazione tra stress e vita del gruppo/componente e documentando le metodologie e le attrezzature utilizzate per la progettazione, esecuzione e interpretazione dei risultati.

Di seguito, si riporta la scaletta seguita per raggiungere il suddetto scopo per un generico gruppo integrato in una macchina:

- Analisi del funzionamento mediante studio dei disegni tecnici relativi. Quali prestazioni si devono avere?
- Analisi dell'assemblaggio del/dei prototipo/i per chiarire le relazioni funzionali tra gli elementi. Ci sono criticità di montaggio?
- Pianificazione prove di affidabilità sulla base dei due punti precedenti: ricerca bibliografica su sperimentazioni analoghe, schematizzazione di procedura e metodo di prova, selezione delle attrezzature necessarie. Come condurre la prova?
- Valutazione iniziale della vita utile del gruppo componente.
- Esecuzione pratica della prova e documentazione. Si riscontrano criticità di funzionamento? Quali azioni correttive attuare?
- Elaborazione dei dati.
- Conclusioni.

## **1.3 Sommario**

Dopo una breve descrizione generale dell'azienda e dei prodotti, viene illustrato più dettagliatamente il funzionamento globale di un ortopantomografo ibrido ovvero di una macchina radiologica

realizzata dall'azienda e sulla quale si è incentrato lo studio durante il periodo di tesi; a seguire, è riportata una panoramica generale sui principali test condotti nella Sala Prove aziendale, sulle modalità di gestione, pianificazione ed esecuzione delle prove, presentando alcuni esempi concreti.

A seguire sono sintetizzati articoli scientifici ed altre fonti bibliografiche relative allo stato dell'arte dei test di affidabilità, richiamando quando opportuno i concetti teorici di base relativi all'affidabilità, ai principali modelli fisici che relazionano la vita di un componente alle sollecitazioni a cui è sottoposto e ai metodi statistici per il trattamento ed elaborazione dei risultati sperimentali.

Si è poi proseguito nell'analisi dell'architettura e del funzionamento del sottogruppo della macchina sul quale si è focalizzata l'attenzione ovvero sul gruppo fissaggio paziente, procedendo infine ad illustrare la campagna sperimentale; particolare cura è stata dedicata alla pianificazione dei test sul gruppo, alla descrizione delle attrezzature utilizzate e alla documentazione, mediante schemi illustrativi e fotografie, dell'esecuzione pratica delle prove, riportando le principali problematiche riscontrate. Precisamente si è proceduto a realizzare prove di vita su un azionamento elettromeccanico e su un meccanismo ad azionamento manuale, poi sono state effettuate prove di fatica su una parte adibita al sostegno e al posizionamento della testa del paziente: a questo proposito è stata necessaria una preliminare caratterizzazione di massima del materiale degli elementi direttamente sottoposti a sforzo, dei quali non erano note a priori le caratteristiche meccaniche. In conclusione sono stati elaborati i dati rilevati, ricavando i principali parametri statistici necessari per la previsione della vita del sistema.

## Capitolo 2

---

### Descrizione dell'azienda e dei prodotti

#### 2.1 Introduzione

*Cefla* (Cooperativa elettricisti, fontanieri, lattonieri e affini) nasce a Imola (BO) nel 1932 come società cooperativa specializzata in impianti elettrici e termoidraulici per poi strutturarsi fra il 1950 e il 1970 in tre unità di business o divisioni: impiantistica tecnologica civile e industriale, arredamenti dei punti vendita per la moderna distribuzione, impianti di verniciatura ed essiccazione delle vernici su legno (finishing). Nel 1980 l'azienda si trasforma da realtà nazionale ad internazionale e nel 1990 entra in un nuovo settore dando vita alla quarta divisione: la dentale. Vedere Figura 2.1.

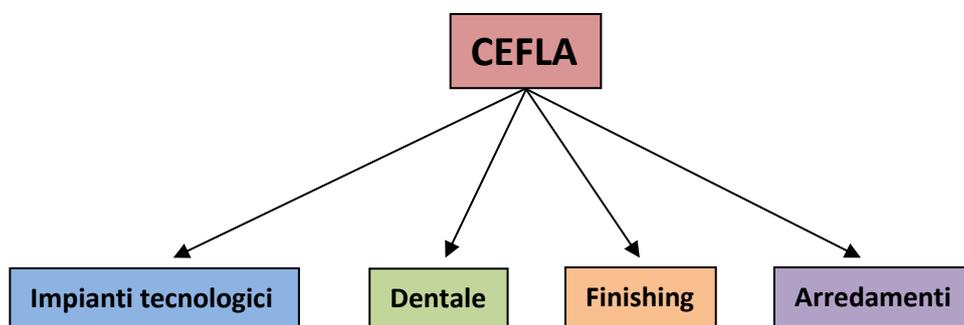


Figura 2.1. Struttura multi-business di Cefla.

La *divisione impiantistica* si occupa da ottant'anni di impianti civili ed industriali di tipo tecnologico quali impianti di riscaldamento, di condizionamento, idrosanitari, impianti elettrici, teleriscaldamento e sistemi di aspirazione e trattamento polveri e fumi. Inoltre si occupa di impianti volti al recupero ed alla produzione di energia, con particolare riguardo, in tempi più recenti, alle fonti di energia rinnovabile: produzione di energia elettrica, cogenerazione e trigenerazione. In particolare offre ai clienti un servizio completo che parte dallo studio di fattibilità del sistema, proseguendo poi nella progettazione e seguente realizzazione dell'impianto, garantendone infine la gestione, la programmazione della manutenzione e l'assistenza post-vendita. Si riportano esempi in Figura 2.2.



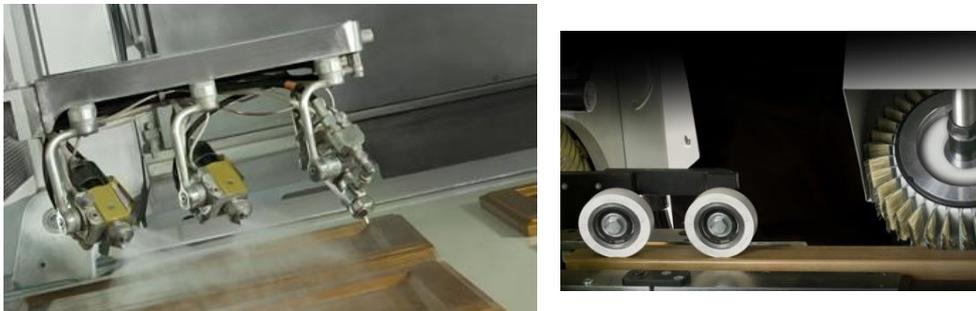
**Figura 2.2.** Impianto di post-combustione termica con recupero calore e impianto fotovoltaico [14].

La *divisione arredamenti* realizza sistemi di arredo di punti vendita di ogni genere di merce, unendo tecnologia, design ed ergonomia con l'obiettivo del successo delle vendite. I principali prodotti sono scaffalature e banchi cassa; v. Figura 2.3.

La *divisione finishing* progetta e realizza linee di finitura per il legno e suoi derivati, consistente nella verniciatura e nobilitazione; oggi è leader mondiale in tale campo ed è all'avanguardia anche nel settore del vetro, della plastica e del metallo. V. Figura 2.4. I principali clienti appartengono al settore edilizio, arredamenti, aerospaziale ed automotive.



**Figura 2.3.** Scaffalature e banchi cassa [14].



**Figura 2.4.** Robot di verniciatura e operazione di levigatura [14].

Al seguente paragrafo viene approfondita la descrizione delle attività e dei prodotti della divisione dentale in cui lo scrivente ha svolto l'attività di tesi.

## **2.2 La Divisione Dentale**

Similmente alle divisioni arredamenti e finishing, la più recente *divisione dentale* è una realtà multi-brand, caratterizzata cioè da numerosi marchi quali: Anthos, Castellini, Stern Weber, Victor, Myray, Mocom, Newtom, Elca. Il settore in cui opera è quello biomedicale; in particolare vengono sviluppate apparecchiature per il settore dentale quali *riuniti* e *macchine radiologiche*.

Un **riunito dentale** è costituito dalla poltrona odontoiatrica, sulla quale si accomoda il paziente durante la visita medica e dalla relativa strumentazione utile al dentista per operare nella cavità orale. V. Figura 2.5. Ciascuna gamma di riuniti (es: Anthos, Castellini ecc...) prevede diverse classi o modelli (es: A3, S220 TR, SKEMA 5 ecc...) che si differenziano per design, tecnologia e costo.



**Figura 2.5.** Esempio di riunito dentale [1].

In Figura 2.6 è riportato un disegno d'assieme di un tipico riunito, in cui sono evidenziati i principali gruppi costitutivi:

- *poltrona* (schienale e seduta): posizionamento del paziente.
- *comando pedale* (con filo o wireless): permette di azionare la movimentazione della poltrona, regolandone inclinazione e altezza da terra.
- *tavoletta per il medico*: accoglie la strumentazione per il dentista, quali trapani (turbine, micromotori elettrici), su cui possono essere montate diverse punte lavoranti a seconda delle esigenze e ablatori per la rimozione del tartaro.

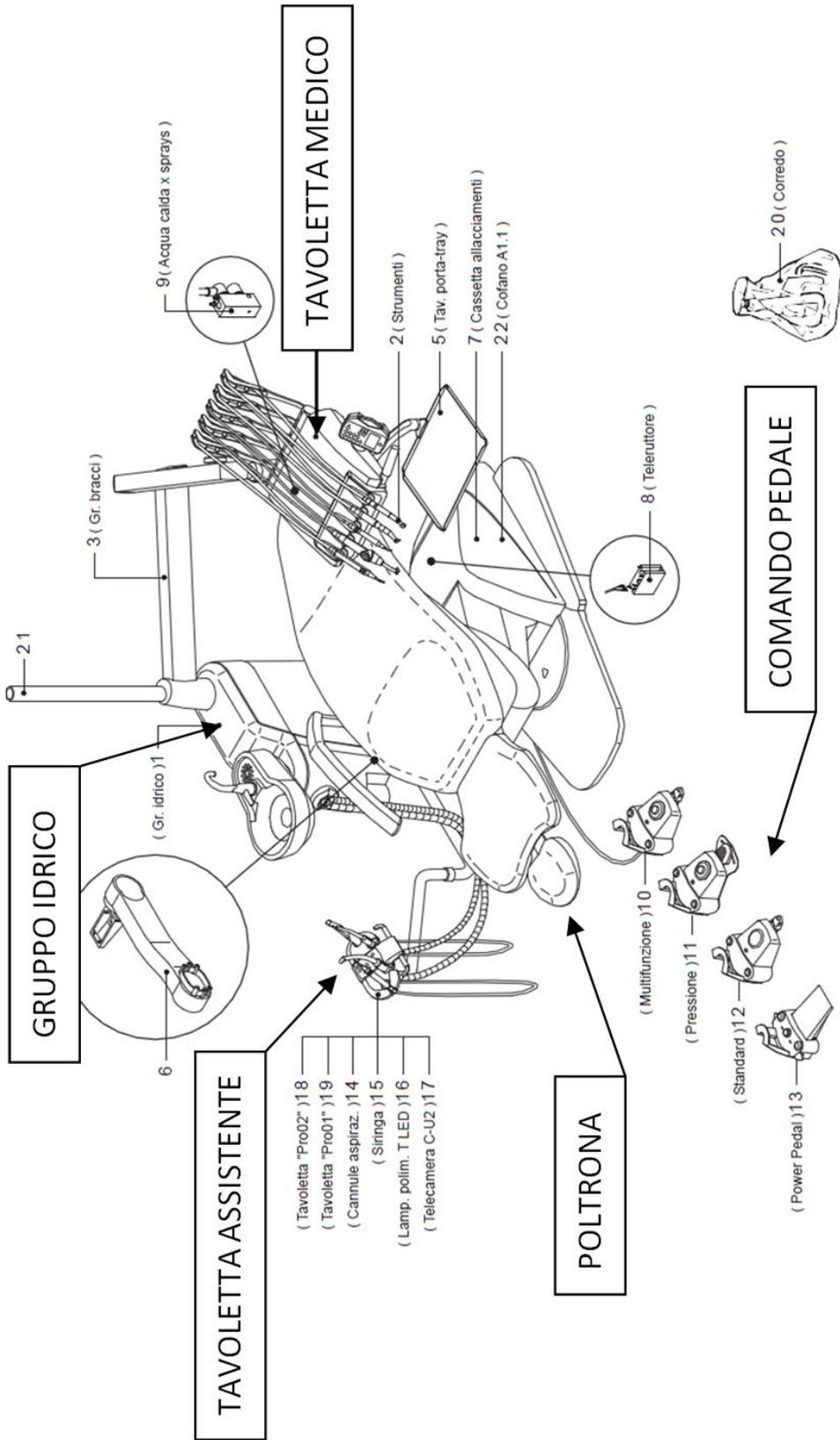


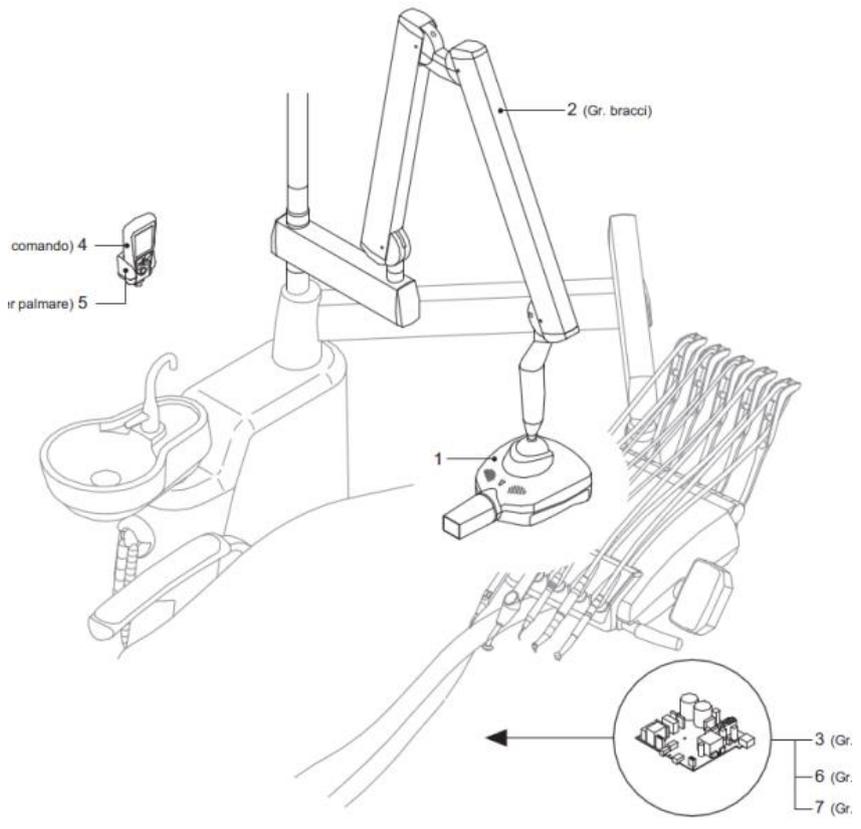
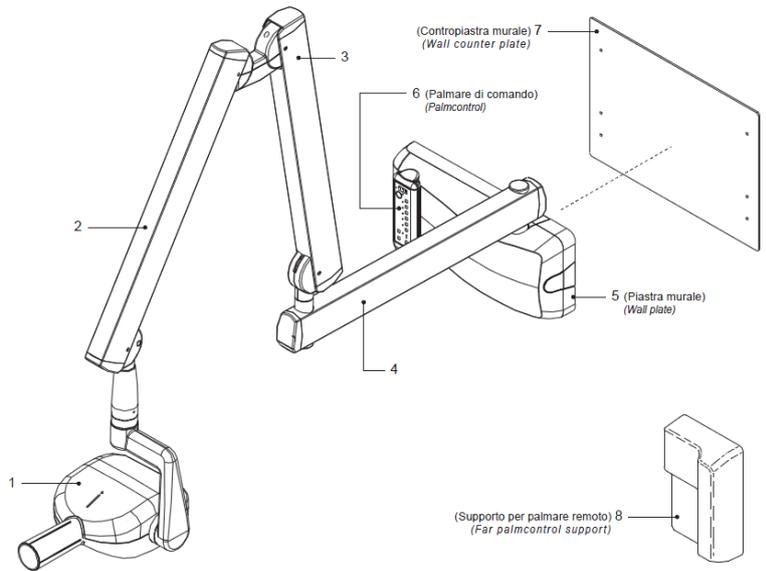
Figura 2.6. Disegno complessivo di un tipico riunito [1].

- *tavoletta per l'assistente*: include le cannule di aspirazione fluidi e la lampada polimerizzante per indurire il materiale di otturazione.
- *gruppo idrico*: comprende i sistemi di aspirazione idraulica/pneumatica e il dispositivo WHE la cui funzione è duplice: da un lato, ha il compito di ridurre il titolo batterico eventualmente presente nelle condotte aggiungendo acqua ossigenata all'acqua di rete che alimenta il riunito e dall'altro lato, permette il disaccoppiamento dalla rete idrica, mediante salto in aria, del riunito secondo quanto previsto da specifiche normative europee.

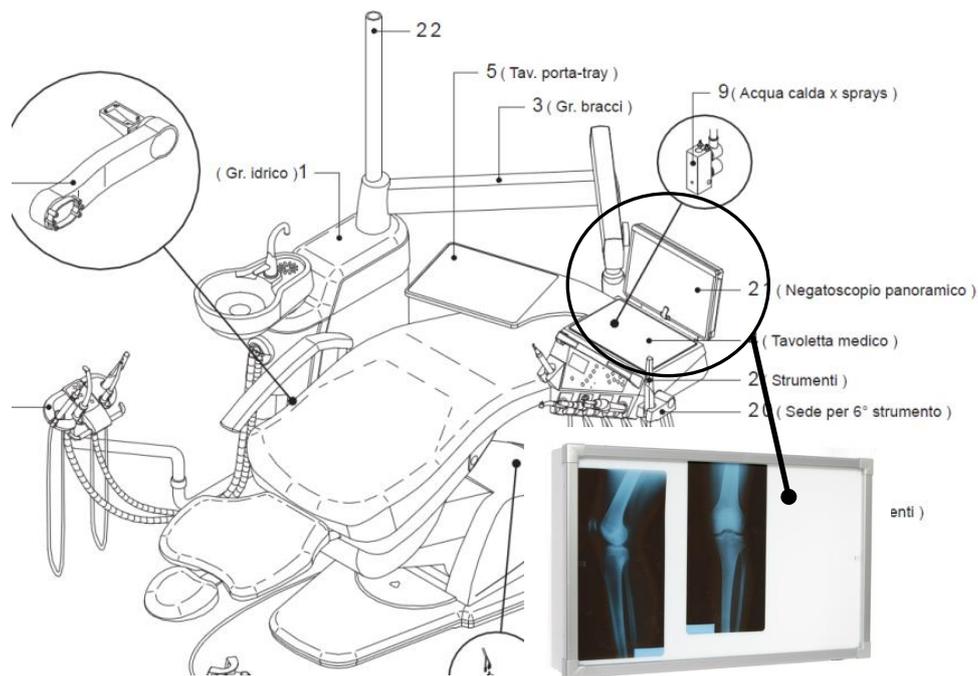
Il riunito dentale è l'esempio lampante del connubio tra diverse tecnologie; esso, infatti, è costituito da una *struttura meccanica di sostegno* per poltrona, gruppo idrico e per il gruppo di bracci di supporto delle tavolette, *azionamenti elettromeccanici* (motoriduttore con vite senza fine) o *idraulici* (cilindro idraulico) per la movimentazione, *sistemi elettrici e pneumatici* per il funzionamento della strumentazione del medico.

Le **macchine radiologiche** prodotte dalla divisione dentale, si possono suddividere nelle seguenti:

- ❖ *dispositivi radiografici intraorali*: permettono al dentista di radiografare solo la parte di arcata dentale di interesse. Tali dispositivi sono perfettamente integrabili nel riunito dentale, assieme al negatoscopio consistente in una tavola retroilluminata sulla quale si analizzano le lastre radiografiche sviluppate. Vedere Figura 2.7.
- ❖ *sensori intraorali*: dispositivi radiografici portatili che consentono un'immediata visualizzazione su schermo tascabile dei denti radiografati. Vedere Figura 2.8.
- ❖ *telecamere intraorali*: acquisiscono riprese video digitali della cavità orale. Vedere Figura 2.8.
- ❖ *ortopantomografi*: dispositivi radiografici coi quali è possibile effettuare una radiografia panoramica dell'intera arcata dentale in un unico esame e, su certi modelli, è disponibile anche la



**Figura 2.7-a.** Dispositivo radiografico intraorale e sua integrazione nel riunito [1].



**Figura 2.7-b.** Integrazione del negatoscopio nel riunito [1].

teleradiografia cefalometrica, mediante la quale si ottengono informazioni importanti circa forma e struttura ossea facciale. Vedere Figura 2.9.



**Figura 2.8.** Telecamera (sx) e sensore intraorale (dx). [14]



**Figura 2.9.** Ortopantomografo [14].

- ❖ *rilevatori CBCT* (Tomografia Computerizzata a Fascio Conico): queste apparecchiature rilevano, mediante sensore di raggi X, ed elaborano, mediante un computer, un'immagine tridimensionale del distretto maxillofaciale. Vedere Figura 2.10.



**Figura 2.10.** Rilevatore CBCT. [14]

Mentre i riuniti sono caratterizzati da una tecnologia piuttosto consolidata, la cui progettazione punta piuttosto al miglioramento di soluzioni precedenti, le macchine radiologiche sono soggette a forte evoluzione per via, principalmente, dell'uso massiccio dell'elettronica e dell'informatica per il controllo del dispositivo e l'elaborazione delle immagini. Ciò è ancor più vero per gli *ortopantomografi*, in particolare per quelli *ibridi*. L'ortopantomografo ibrido è stato concepito per eseguire tre tipologie di esame: radiografia panoramica, cefalometria e tomografia a fascio conico. In queste macchine ibride, di recente concezione, convergono diverse tecnologie quali elettronica, informatica e meccanica che, insieme, devono permettere:

- un preciso controllo e sincronismo dei movimenti delle parti.
- l'acquisizione e l'elaborazione di immagini radiografiche e tomografiche di alta qualità.
- stabilità e resistenza strutturale.

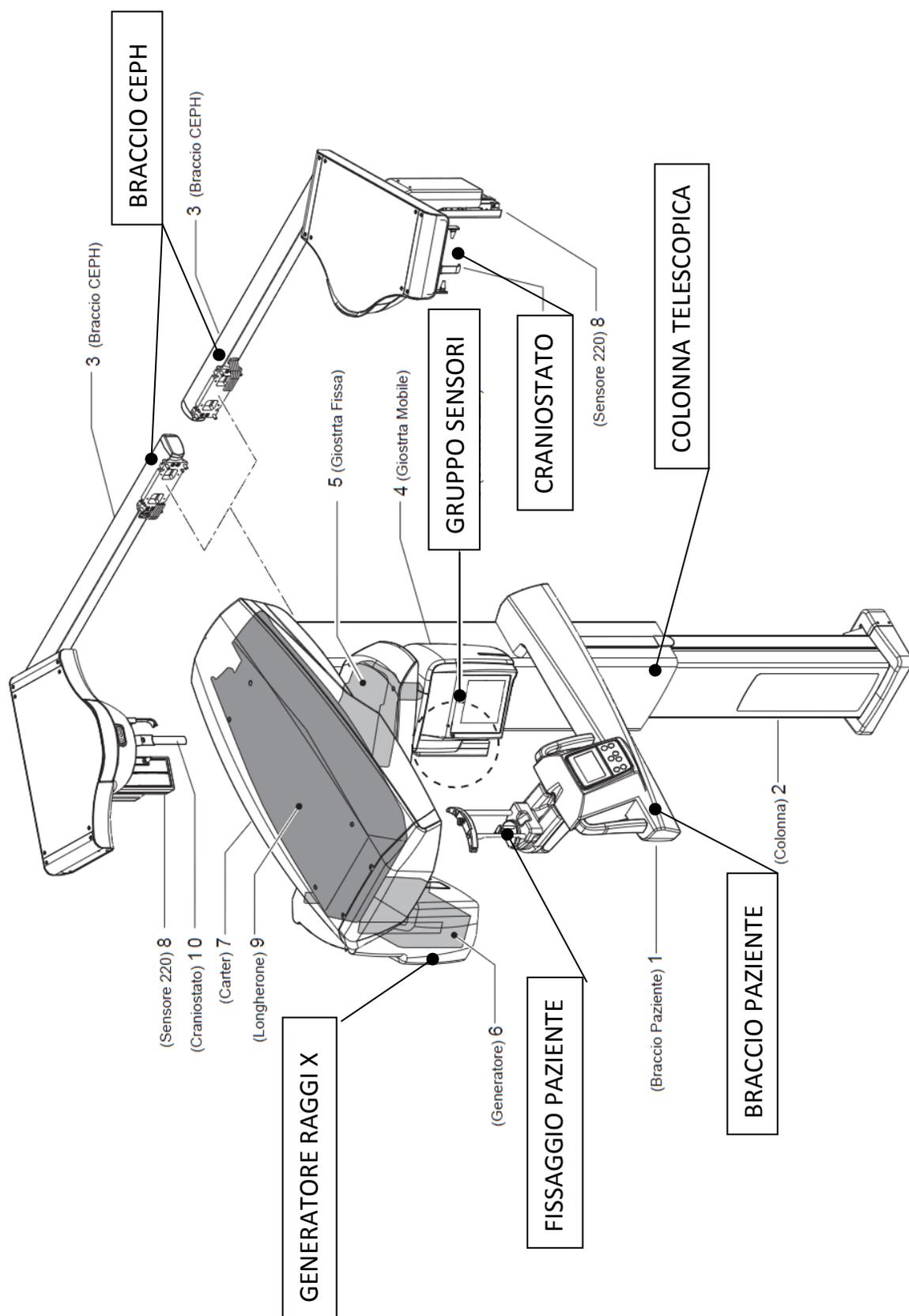
### **2.3 Analisi del funzionamento dell'ibrido Hyperion X9**

Hyperion X9, di cui si riporta uno schema complessivo in Figura 2.11, è l'ortopantomografo ibrido di Cefla Dentale, di nuova progettazione. In riferimento all'architettura globale presentata, possiamo individuare i seguenti gruppi costruttivi:

- SISTEMA DI BASE
- GRUPPO CEPH (OPZIONALE)
- GRUPPO TOMOGRAFICO (OPZIONALE)

**Il gruppo di base** è costituito da:

- Colonna telescopica
- Braccio fisso
- Braccio rotante
- Generatore di raggi X + collimatore primario
- Sensore PAN o PAN/CEPH
- Consolle utente e sistema di controllo remoto dei raggi X



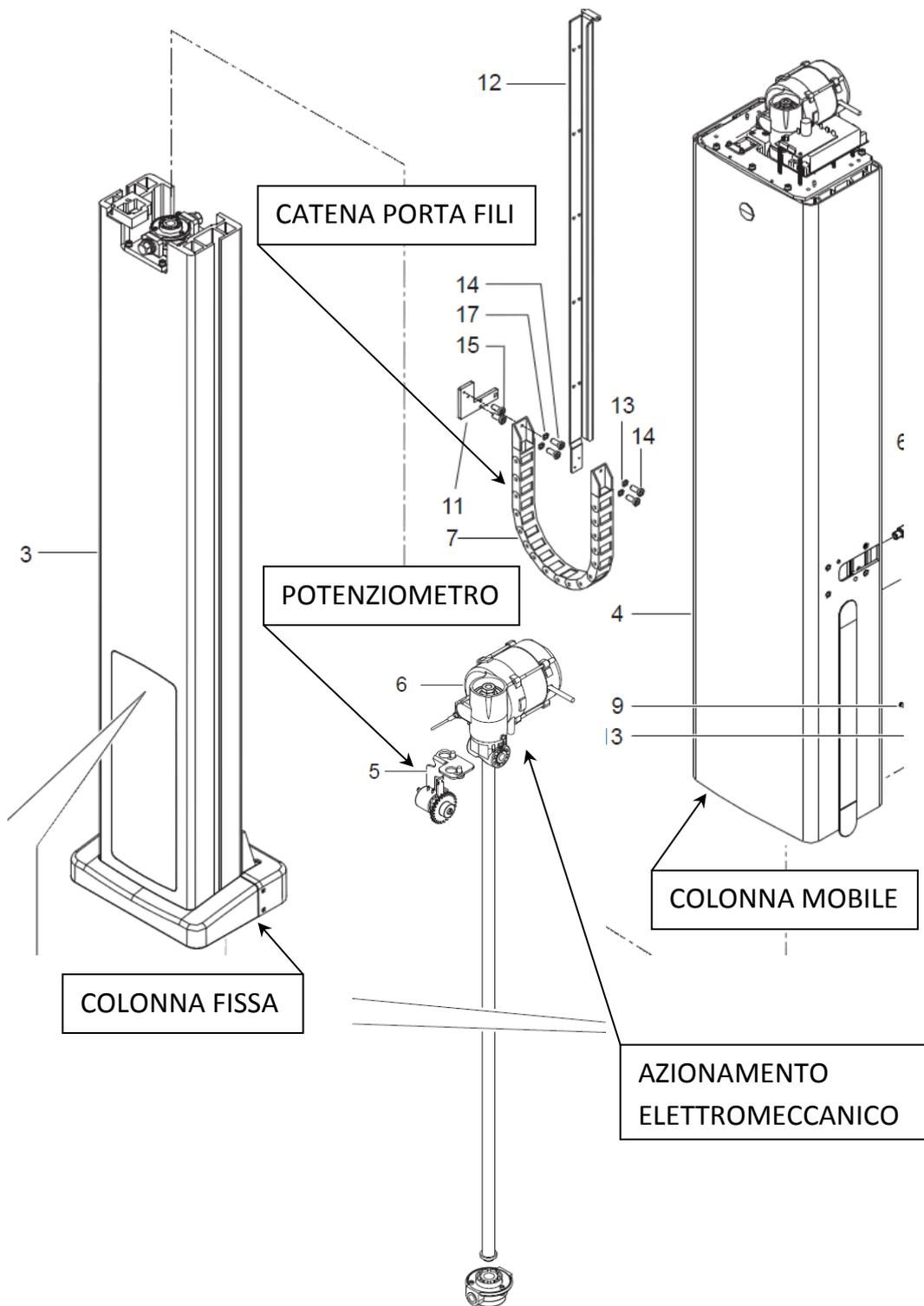
**Figura 2.11.** Disegno complessivo di un ortopantomografo. In evidenza, i gruppi costitutivi principali [1].

La *colonna* e il relativo basamento, sono gli elementi di sostegno di tutta la struttura. Vedere Figura 2.12. La colonna, telescopica, è composta da una parte fissa, meccanicamente connessa al basamento e da una parte mobile scorrevole verso l'alto e verso il basso per regolare l'apparecchiatura all'altezza del paziente il quale, in condizioni normali, viene esaminato in posizione eretta. È possibile, comunque, effettuare gli esami su pazienti seduti. Un braccio laterale, denominato braccio paziente, solidale alla colonna mobile, accoglie il gruppo di fissaggio paziente che serve per posizionare correttamente la persona da esaminare prima dell'inizio dell'esame radiografico.

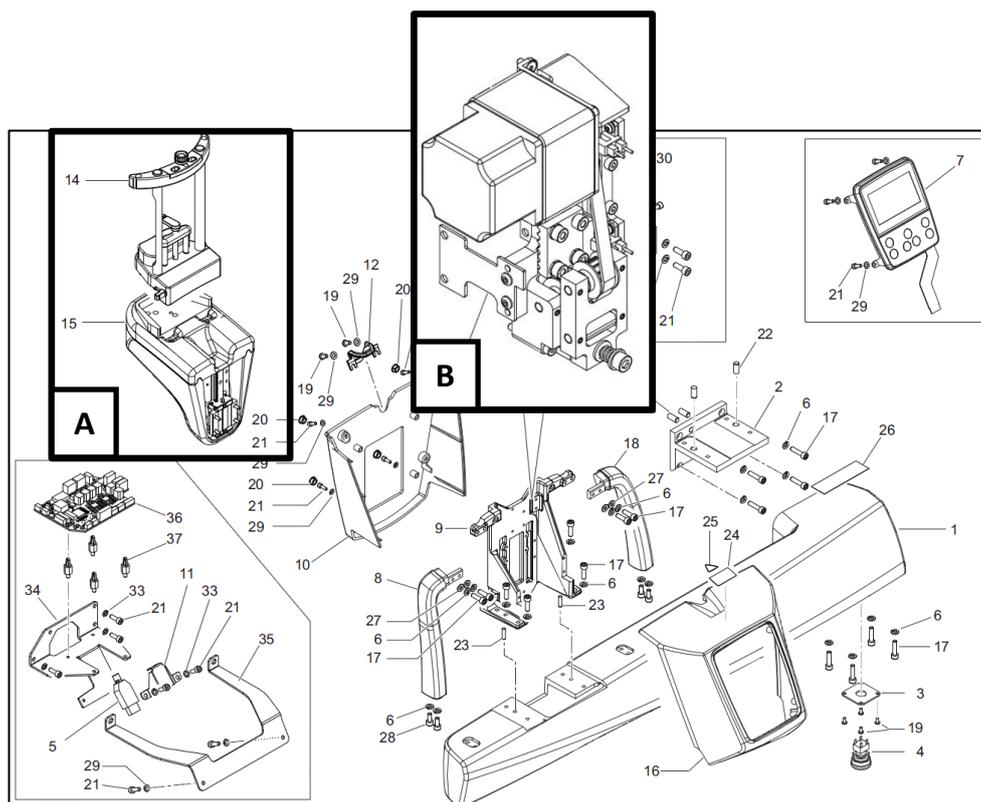
All'interno del braccio paziente, di cui si riporta un esploso in Figura 2.13, è alloggiato l'azionamento (13) per la movimentazione del gruppo fissaggio paziente (15, 16). Si tornerà nel seguito a parlarne nel dettaglio (v. Capitolo 5).

Un *braccio fisso*, collegato a sbalzo alla sommità della colonna mobile, sostiene la giostra fissa che supporta il generatore di raggi X e il gruppo sensori della giostra mobile. La giostra fissa (*braccio mobile*) può ruotare e può traslare lungo due direzioni tra loro ortogonali: tutti e tre i moti avvengono su uno stesso piano, orizzontale al pavimento; tali movimentazioni sono permesse da un apposito gruppo cinematico di cui si riporta lo schema in Figura 2.14.

Il *generatore di raggi X* emette un fascio di radiazioni che, dopo aver attraversato la faccia del paziente, vengono intercettati da uno specifico sensore a seconda dell'esame selezionato. I sensori sono alloggiati nella giostra mobile la quale può assumere, mediante rotazione, tre posizioni angolari: una posizione che allinea il sensore PAN (panoramica) al generatore, una seconda posizione che allinea il pannello tomografico opzionale (tomografia) al generatore e una terza posizione che permette di allineare il generatore al sensore CEPH montato sul braccio ceph opzionale. Durante l'esame panoramico, generatore e sensore si muovono solidalmente al braccio mobile comune, ruotando di circa 270° attorno alla testa del paziente attraverso una traiettoria non circolare. Nel gruppo generatore di raggi X è presente il *collimatore primario*, dispositivo che regola le dimensioni del fascio di raggi X in uscita dalla sorgente.



**Figura 2.12.** Colonna telescopica e relativo azionamento elettromeccanico [1].



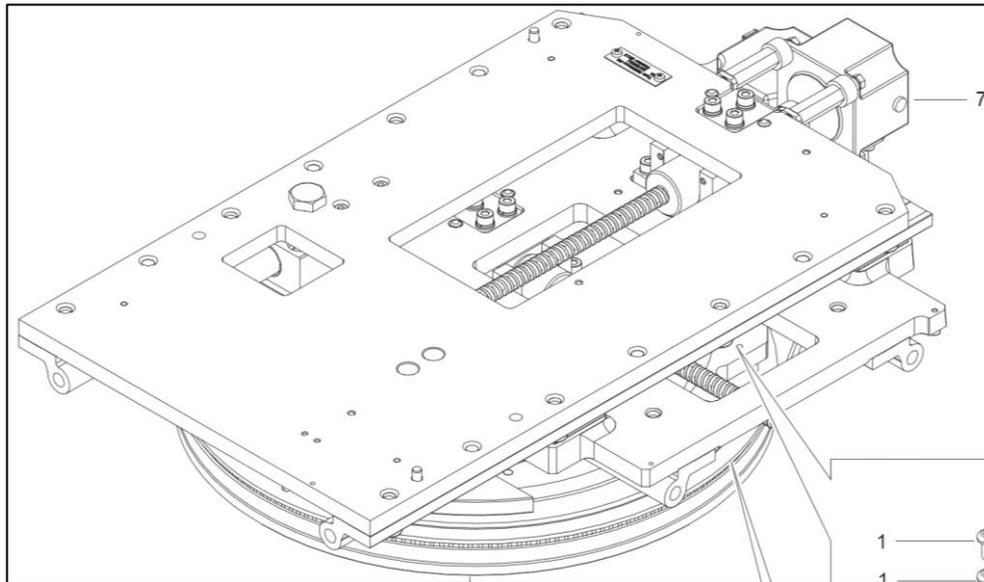
**Figura 2.13.** *Braccio paziente.* Si evidenzia il gruppo di fissaggio paziente **(A)** e l'azionamento elettromeccanico mediante cinghia dentata **(B)** [1].

**Il gruppo ceph (opzionale) comprende:**

- Braccio ceph con craniostato
- Sensore CEPH fisso oppure sensore PAN/CEPH removibile
- Collimatore secondario

Nel caso di gruppo ceph integrato nel sistema di base, è possibile utilizzare un *sensore PAN/CEPH* idoneo sia per l'esame panoramico che per la cefalometria; questo è fattibile grazie alla semplicità di montaggio e smontaggio manuale del sensore sulla giostra mobile o sul braccio ceph. Ciò permette di risparmiare sul costo complessivo che deriverebbe dall'utilizzo di due sensori distinti.

Nel caso della cefalometria, il paziente deve posizionarsi in corrispondenza del gruppo di fissaggio paziente detto *craniostato*, collegato al *braccio ceph*; il sensore PAN/CEPH segue una traiettoria lineare, parallela al piano di simmetria della testa del paziente,



**Figura 2.14.** Gruppo cinematico per giostra fissa. Due slitte, poste ortogonalmente tra loro, sono mosse in modo indipendente da due azionamenti motore-vite senza fine, permettendo la traslazione x e y di una slitta sull'altra, lungo guide circolari. La rotazione è permessa da una puleggia, trascinata da una cinghia dentata. Puleggia e slitte sono tra loro solidali, permettendo la combinazione dei tre movimenti [1].

coordinata con la rotazione di  $8^\circ$  del generatore di raggi X. Il moto lineare del sensore, montato sul braccio ceph, è permesso da un motore elettrico mediante una trasmissione a cinghia dentata. Vedere Figura 2.15. In questo esame, un *collimatore secondario* fissato meccanicamente al braccio mobile e posto tra generatore e sensore PAN/CEPH, riduce la larghezza del fascio di radiazione, diminuendo la dose di raggi X incidenti sul paziente. Vedere Figura 2.16.

In Figura 2.17 sono riportati esempi di radiografie panoramiche e cefalometriche. La panoramica coinvolge l'intera arcata dentale mentre la cefalometria 2D coinvolge tutto il cranio per piani ortogonali (fronte/retro e laterale/laterale).

**Il gruppo tomografico (opzionale)** comprende:

- Collimatore primario motorizzato
- Sensore pannello tomografico

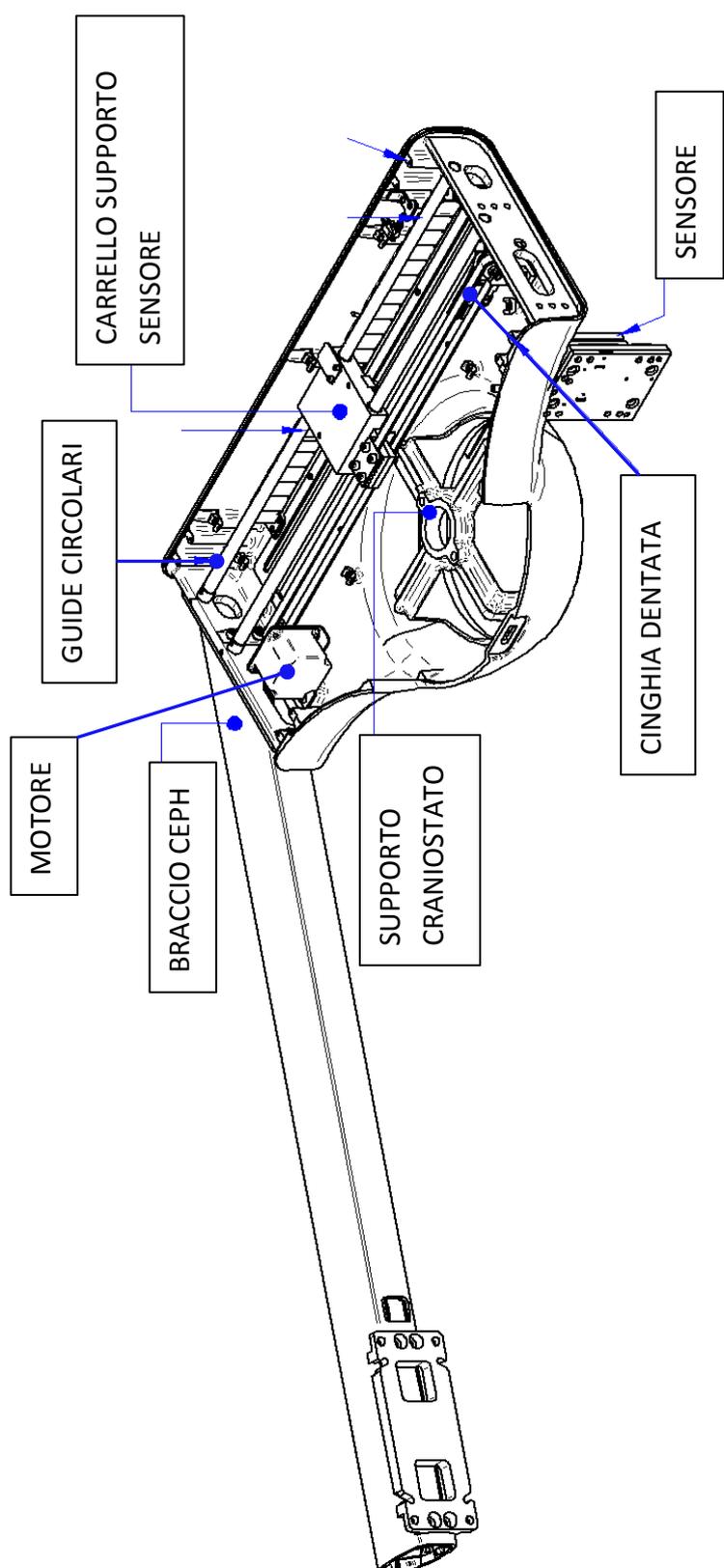
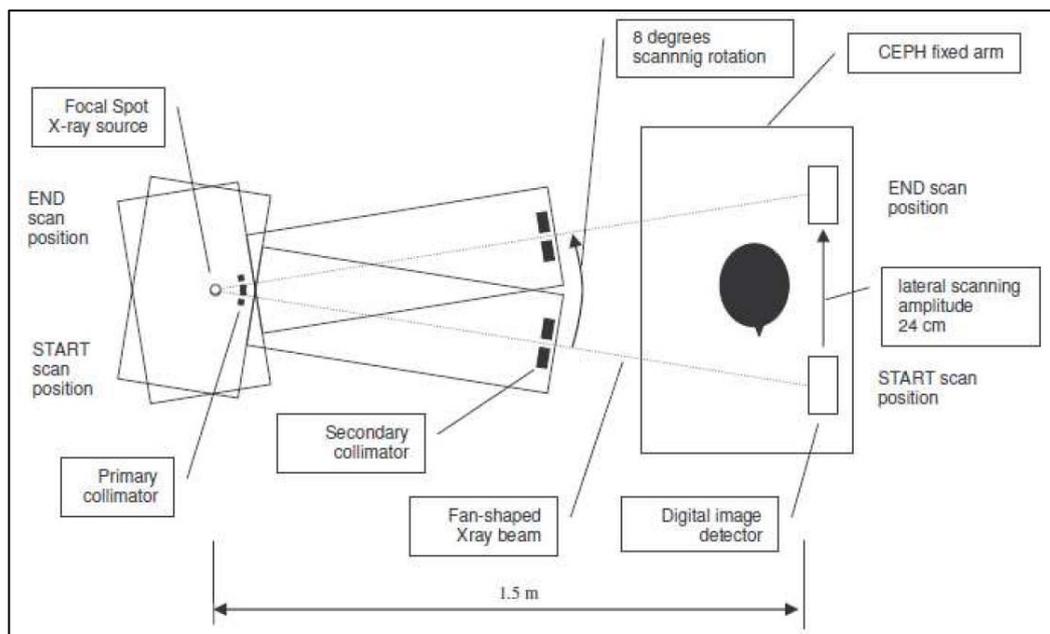
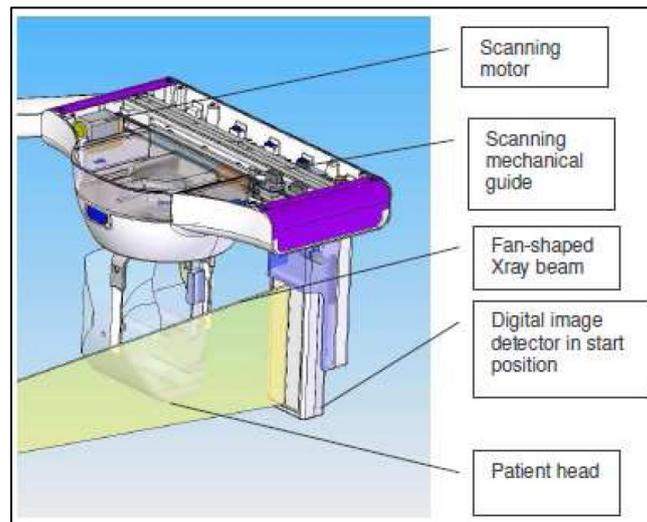


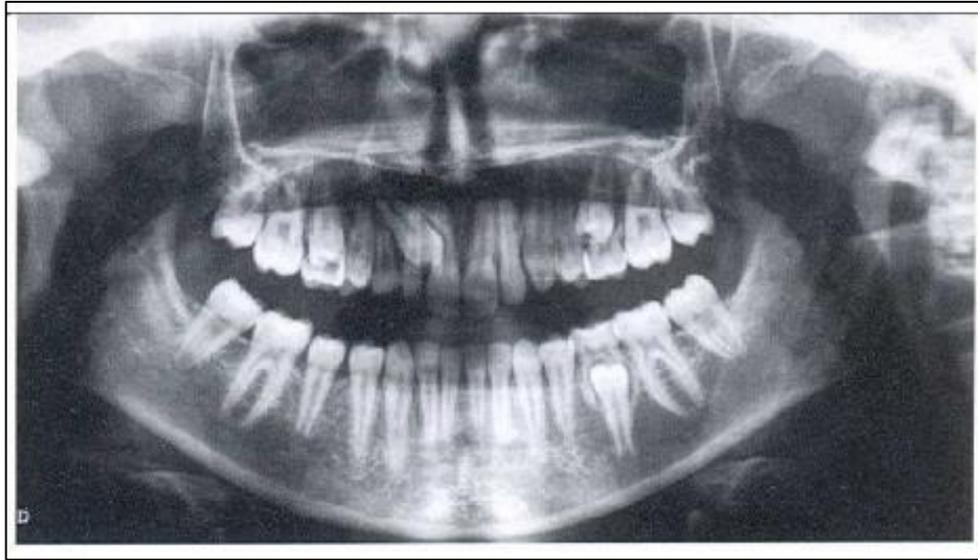
Figura 2.15. Braccio Ceph. In evidenza, il gruppo movimentazione sensore [1].



**Figura 2.16.** Schematizzazione dell'esame cefalometrico 2D [1].

Il pannello tomografico è aggiunto al medesimo gruppo del sensore PAN (ovvero nella giostra mobile); tale pannello, indipendente dagli altri sensori e dagli altri controlli, è direttamente connesso via LAN al personal computer del medico. Il generatore di raggi X e il pannello, durante l'esame tomografico (CBCT), ruotano all'unisono attorno alla testa del paziente, posizionato nel gruppo fissaggio paziente del

sistema di base, percorrendo una traiettoria circolare di 360° e rilevando immagini 3D dell'area coinvolta.



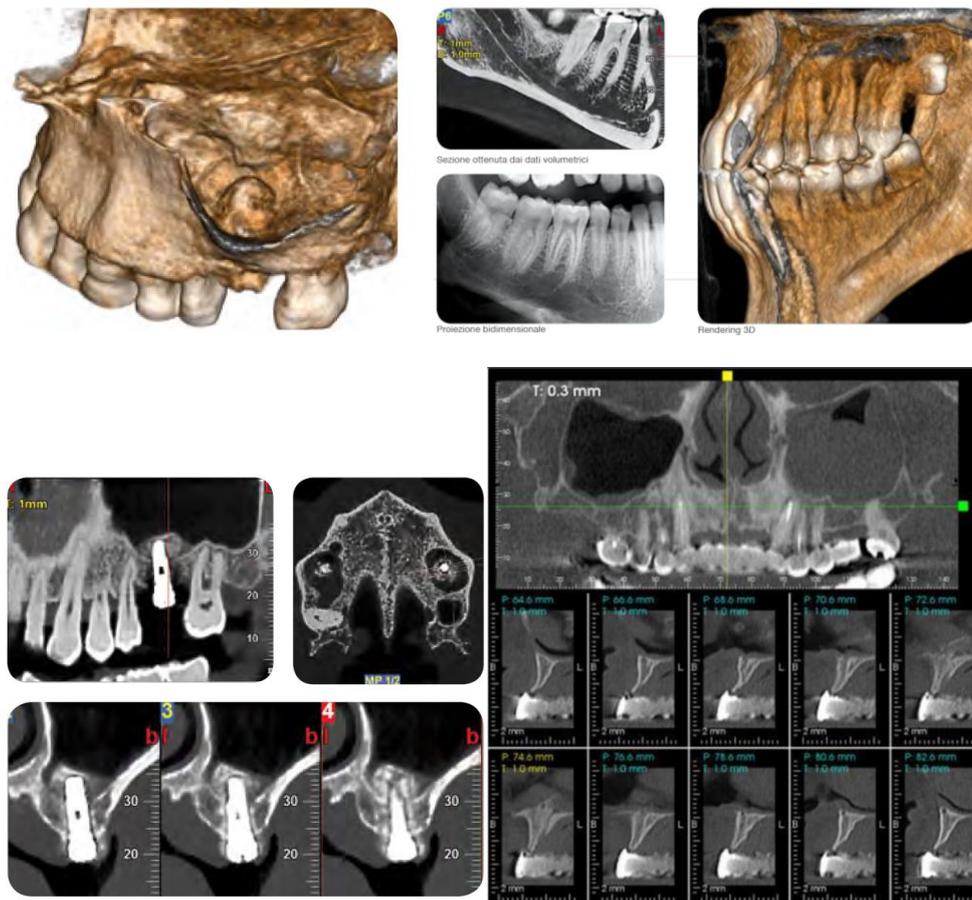
**Figura 2.17-a.** *Esami radiografici 2D di Hyperion X9. Panoramica [1].*



**Figura 2.17-b.** *Esami radiografici 2D di Hyperion X9. Cefalometria 2D. Il paziente, nel gruppo craniostato ceph, può essere posizionato lateralmente (sx) e frontalmente (dx) permettendo di ottenere le due viste ortogonali del cranio [1].*

*Il collimatore primario motorizzato integrato nel generatore, modifica le dimensioni del fascio di raggi X, in questo caso conico, adattandolo*

alle dimensioni del pannello-sensore. Nell'esame CBCT, (a differenza della panoramica e della cefalometria 2D) il generatore di raggi X non emette in modo continuo radiazioni ma in modo pulsante per il 25% del ciclo di lavoro. In Figura 2.18 sono riportati esempi di immagini 3D e dati da cefalometria tomografica. Per acquisire ed elaborare le immagini tomografiche direttamente dal pannello occorre un software dedicato da installare sul personal computer del medico. Per le radiografie 2D, invece, non occorre alcun software specifico.



**Figura 2.18.** Esami radiografici 3D di Hyperion X9. Cefalometria Tomografica (CBCT). Esempi di rendering 3D e di dati estrapolabili [1,14].

## **Capitolo 3**

---

### **Sala Prove**

#### **3.1 Le attività della Sala Prove**

Cefla Dentale dispone di una Sala Prove per testare le prestazioni, il corretto funzionamento e la sicurezza dei propri prodotti. Più precisamente, le attività svolte nel laboratorio si possono dividere nelle seguenti categorie:

- 1) Assemblaggio di prototipi e pre-serie di prodotti.
- 2) Test sperimentali di funzionamento e di affidabilità.

Le *attività di montaggio* dei prototipi e pre-serie sono fondamentali per riscontrare in pratica eventuali difficoltà di assemblaggio (punti critici) che possono essere causati o dal disegno del sistema (quote o tolleranze errate) o dal processo tecnologico per realizzare la parte. L'assemblaggio coinvolge, ovviamente, tutte le tipologie di sistemi: elettrici, idraulici, pneumatici e meccanici.

I *test sperimentali* condotti, si possono classificare in:

- *test di funzionamento*: sono prove volte a stabilire il rispetto delle specifiche tecniche richieste per il prodotto.
- *test di affidabilità*: sono prove di verifica della durata del prodotto nel tempo di missione.

Le prove eseguite possono essere *distruttive* o *non distruttive*; la valutazione dell'idoneità all'uso del prodotto è una prova tipicamente non distruttiva mentre le verifiche del funzionamento in condizioni limite oppure in condizioni estreme sono prove distruttive nella maggioranza dei casi. Si può affermare che un test di funzionamento consiste sempre in una prova non distruttiva mentre un test di affidabilità può essere anche distruttivo.

Per essere significative, le prove non distruttive vanno eseguite secondo i criteri statistici definiti dalle norme ISO 2859. Le prove distruttive, invece, sono normalmente condotte su un numero limitato di parti che sia però significativo per considerare ripetibili le caratteristiche.

I test eseguiti nel laboratorio riguardano, come già detto, sia prototipi di nuove soluzioni di prodotti da introdurre sul mercato sia prodotti già esistenti, nel caso siano sopraggiunti particolari reclami da parte dei clienti.

A fronte delle verifiche e dei test suddetti, il personale tecnico della sala prove deve effettuare opportune misure delle grandezze sotto controllo e collaudi dei componenti dei sistemi, fornendo servizi di ingegneria e contributo tecnico riguardante il metodo di prova e le possibili modifiche di progetto.

### **3.2 Pianificazione delle attività**

A valle del progetto concettuale e costruttivo del prodotto, si stabiliscono i parametri che saranno oggetto di monitoraggio durante la sperimentazione, quali ad esempio: rotture, giochi, usura, rumorosità, frequenza di funzionamento, numero di cicli, carichi, deformazioni, eccetera. La definizione di tali obiettivi avviene condividendo informazioni tra diverse aree aziendali: qualità, post vendita, produzione, ricerca e sviluppo. Successivamente, si procede a pianificare e a progettare i test necessari: quali sono i fattori in gioco?

in che modo e in quanto tempo condurre l'esperimento? esistono normative specifiche da seguire? quali attrezzature occorrono?

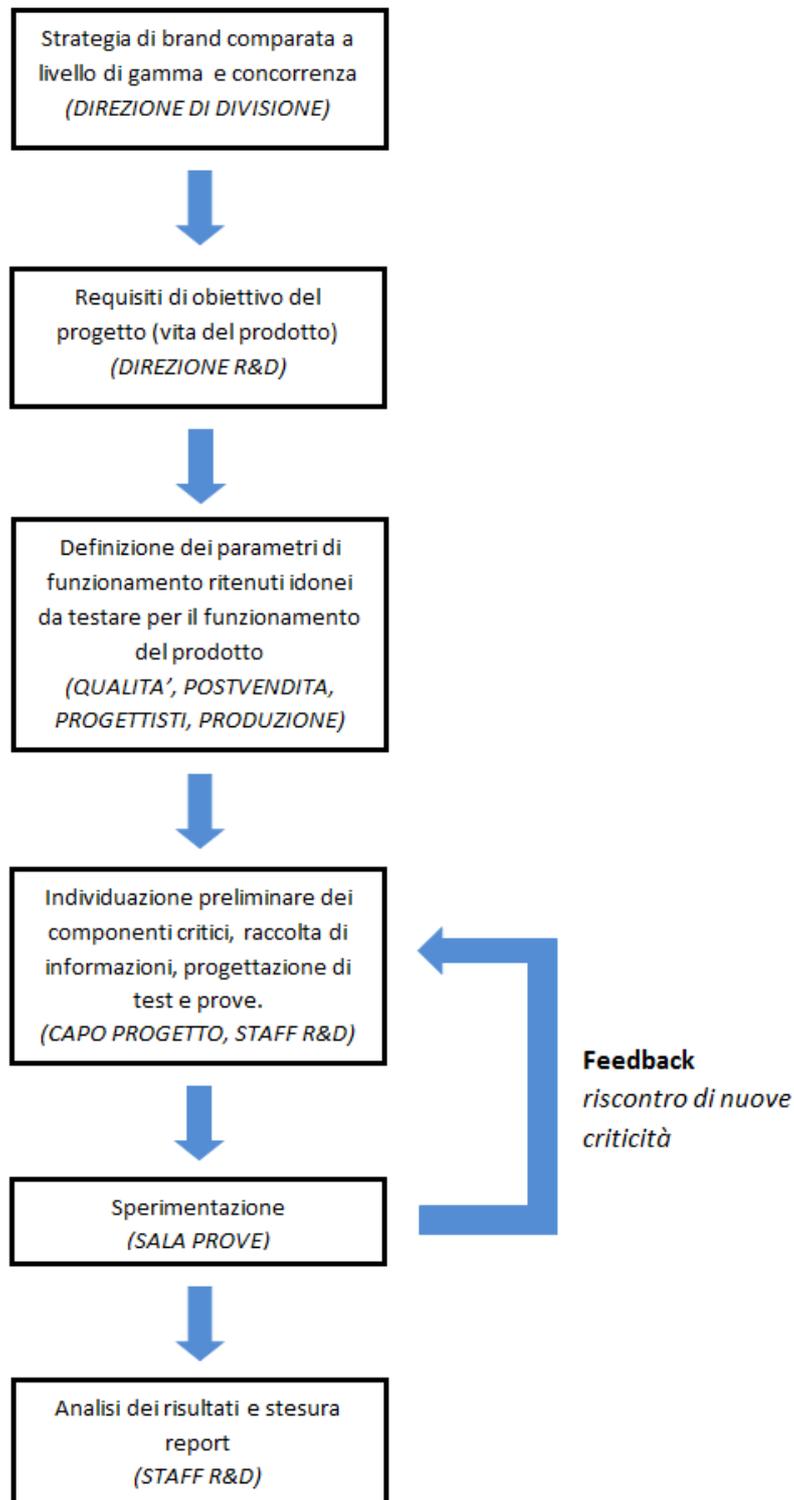
In Figura 3.1 si riporta uno schema di flusso logico che porta dalla declinazione di un obiettivo di affidabilità o di vita di un prodotto fino all'esecuzione dei test sullo stesso.

L'esperimento consente di mettere in luce le criticità ipotizzate in partenza e, molte volte, ne fa emergere delle nuove inizialmente non contemplate, per cui può essere necessario rivedere il progetto apportando modifiche migliorative. Gli esperimenti sono condotti da personale qualificato e sono supervisionati da tecnici e ingegneri della R&D, responsabili delle prove.

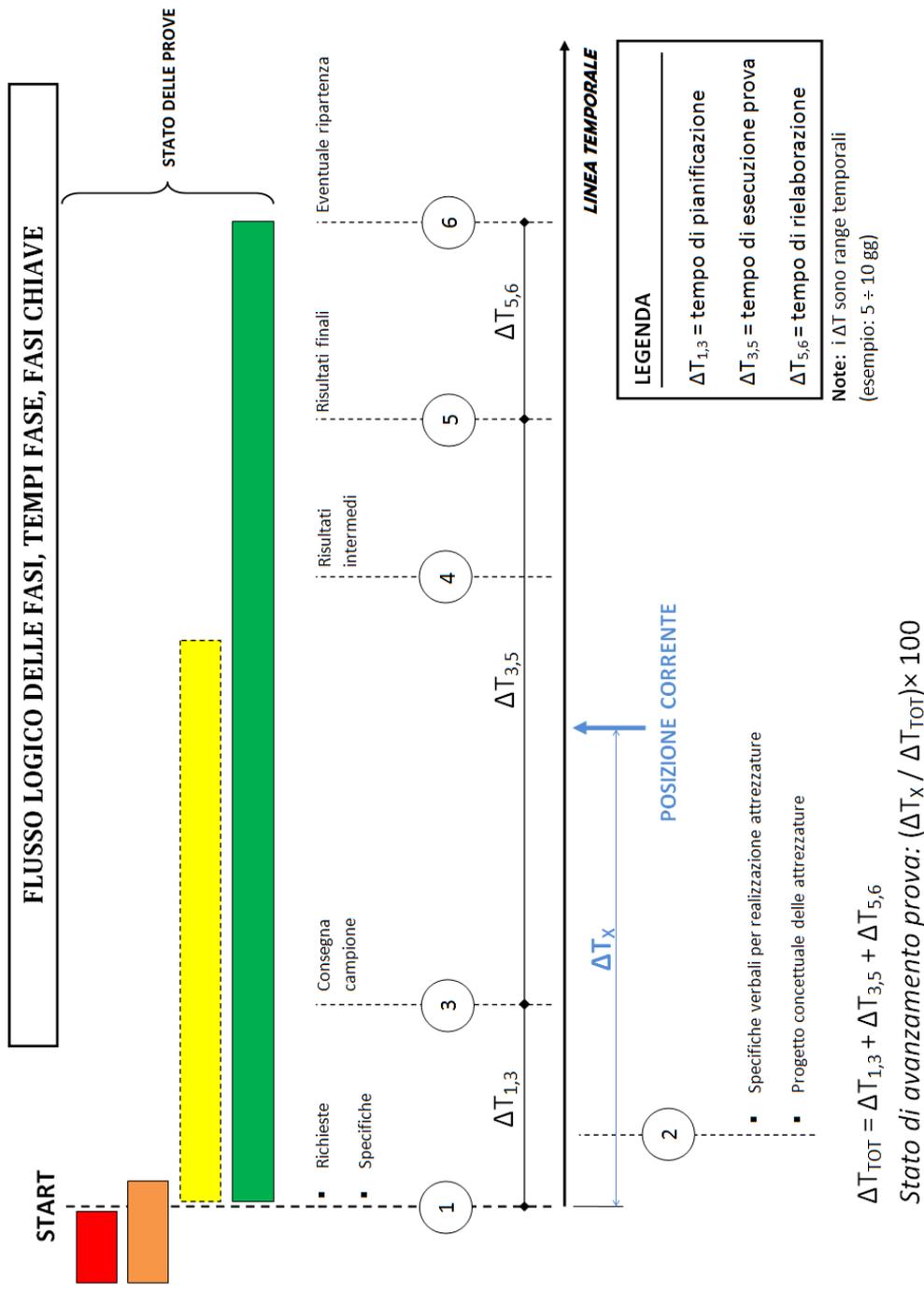
Una generica prova può essere suddivisa, come illustrato in Figura 3.2, in sei step:

1. *Richiesta di prova e specifiche di prova* da parte dell'ufficio tecnico. Queste due condizioni determinano l'inizio del periodo di prova.
2. *Specifiche verbali e progetto concettuale delle attrezzature* necessarie per la prova, da parte dell'ufficio tecnico. Nel caso l'attrezzatura di prova lo richieda, per sua complessità, può essere elaborato un progetto costruttivo delle parti di attrezzatura da realizzare.
3. *Consegna campione*. Questo passo permette, a patto di avere soddisfatto i due punti precedenti, di avviare la prova.
4. *Risultati intermedi* di prova. Potrebbe essere necessario eseguire misure di alcune grandezze di controllo durante il periodo di prova, prima che essa termini.
5. *Risultati finali*. Raccolti tutti i dati, si procede alla loro elaborazione giungendo alla conclusione dell'esperimento.
6. *Eventuale ripartenza*. Constatate possibili criticità emerse relativamente alla prova in sé o al sistema oggetto di studio, potrebbe essere necessario ripartire con una nuova sessione sperimentale, ripartendo dal punto 1.

Naturalmente, questi passi appena analizzati sono effettuati in un certo arco temporale  $\Delta T_{tot}$  dato dalla somma di vari contributi, riportati



**Figura 3.1.** Flusso logico delle fasi che conducono all'esperimento [1].



**Figura 3.2.** Fasi chiave e stato di avanzamento di una prova.

sempre in Figura 3.2, consistenti in :

- *tempo di pianificazione* della prova (tra lo step 1 e lo step 3), in cui occorre organizzare tutto il necessario per iniziare i test (materiali, metodi ecc...).
- *tempo di esecuzione* della prova (durata del test).
- *tempo di rielaborazione* dei risultati ottenuti.

Uno dei principali obiettivi è quello di ridurre il tempo complessivo, agendo opportunamente sui singoli contributi.

Questi tempi sono indispensabili per rendersi conto dello *stato di avanzamento della prova* indicato in Figura 3.2 con colori diversi:

- *rosso*: non si hanno richieste né si conoscono le specifiche di prova.
- *arancione*: è richiesta la prova ma non si hanno le specifiche per eseguirla o per preparare le attrezzature.
- *giallo*: la prova è in fase di esecuzione ma non è ancora terminata. Potrebbe anche non essere iniziata nel caso non sia disponibile l'oggetto da testare per via di ritardi nella fornitura.
- *verde*: prova conclusa con successo.

Dovendo gestire innanzitutto il fattore temporale per una vasta gamma di prodotti, è essenziale l'utilizzo di strumenti di pianificazione dedicati. In azienda vengono utilizzate, essenzialmente, tabelle che sintetizzano le prove da fare, i tempi stimati e il loro stato di avanzamento sia per i singoli prodotti che per l'intera gamma. Si vedano in proposito le Figure 3.3 e 3.4 che riportano le due tipologie di tabelle utilizzate, rispettivamente chiamate Tabella A e Tabella B. L'obiettivo di tale mappatura è quello di anticipare al massimo, nello sviluppo di nuovi progetti, la valutazione globale dei test da fare mettendo in evidenza quali sono critici e perché in modo da garantire elevata qualità al prodotto finale.

Deve esistere una Tabella A per ogni gamma di prodotti: riuniti, radiologia pesante, radiologia leggera, ecc... Per ogni nuovo prodotto di ciascuna gamma va completata la Tabella B di dettaglio.





La Tabella B (Figura 3.4) è suddivisa in tre sezioni. Nella *prima sezione* si riportano per riga i singoli sottogruppi/sistemi che costituiscono il prodotto. Nelle colonne, comuni a tutte e tre le sezioni, si riportano le tipologie di prove possibili quali quelle meccaniche (es: resistenza strutturale, stabilità, prove di interferenza, prova di imballaggio ecc...), elettriche (validazione firmware, software, hardware ecc...) quelle generali (affidabilità/vita media, ergonomia, antincendio, rumorosità ecc...) e i montaggi di prototipi e preserie. Nelle caselle all'incrocio fra i sottogruppi e le tipologie di prove si inseriscono dei numeri da 1 a 5 indicanti il grado di complessità/criticità del test da fare secondo la seguente legenda:

### GRADO DI COMPLESSITÀ DELLA PROVA

<b>5</b>	Massimo	Gruppo/metodo/attrezzature non noti; sistema e ambiente di utilizzo nuovi.
<b>4</b>	Molto alto	Gruppo/metodo/attrezzature non noti; sistema nuovo e ambiente di utilizzo noto.
<b>3</b>	Alto	Gruppo/metodo/attrezzature non noti; prodotto e ambiente di utilizzo noti.
<b>2</b>	Medio	Gruppo/metodo/attrezzature non noti; prodotto e ambiente con fattori di novità.
<b>1</b>	Basso	Modesti elementi di variazione per componente/prodotto//metodo/attrezzature o nell'ambiente di utilizzo.
<b>0</b>	Nulla	Nessun elemento di novità.
//	Attività non necessaria	Prova già effettuata o non pertinente.
<b>R</b>	Ritardo	Attività in ritardo rispetto a quanto richiesto.

Il colore delle suddette caselle (solo per quelle riportanti i numeri da 1 a 5) rappresenta invece il *grado di completamento della prova* e rispecchia quanto detto a proposito dello stato di avanzamento, permettendo di visualizzare immediatamente come procedono i test:

Bianco	Assenza delle // . Prova non ancora valutata.
Rosso	Prova da fare e critica per competenze/metodologia
Arancione	Prova da fare ma senza criticità su competenze/metodo.
Giallo	Prova in esecuzione.
Verde	Prova terminata con esito positivo.

Ad esempio, in riferimento alla Figura 3.4, l'incrocio del sottogruppo "poltrona (struttura, sistemi di movimentazione)" con la prova "C-corse, carichi, assenza di interferenze" presenta una casella verde con riportato il numero 2. Ciò indica che la prova è terminata con successo e che, in questo caso, il prodotto o l'ambiente di utilizzo presentano fattori di novità. Va precisato che la casella non identifica esattamente la prova da fare su quel sottogruppo ma solo la *tipologia* di prova. L'elenco dettagliato delle prove è riportato in un altro documento chiamato Piano Prove che viene compilato parallelamente. Si precisa, inoltre, che l'ultima colonna di Tabella B indica lo stato globale di tutte le prove per ciascun sottogruppo: le caselle di tale colonna devono riportare il colore più critico della relativa riga e il numero più alto della relativa riga.

Questa prima sezione della tabella, appena descritta, è compilata inizialmente dal capo progetto poi modificata a cadenze regolari (ogni settimana) dal tecnico della sala prove responsabile delle attività.

La *seconda sezione* riporta per riga rispettivamente:

- la data di disponibilità del materiale da testare.
- la data di completamento di ogni singola tipologia di prova.
- il grado di copertura delle competenze necessarie per ciascun tipo di prova.
- ore uomo stimate residue alla data di aggiornamento (per prove meccaniche)
- ore uomo stimate residue alla data di aggiornamento (per prove elettriche/elettroniche)
- eventuale necessità di outsourcing.

Anche questa sezione è precompilata dall'ufficio tecnico e successivamente dal tecnico responsabile delle attività (eccezion fatta per le date di disponibilità pezzi e di completamento prove).

La *terza sezione* riporta per riga:

- la priorità complessiva del tipo di prova (A, B, C)
- la data di inizio stimata della prova
- la data di completamento stimata per la prova

- i giorni necessari al completamento (giorni di attraversamento)
- nominativo del tecnico esecutore della prova, stabilito dal tecnico responsabile delle attività.

Questa sezione è completata esclusivamente dal tecnico responsabile delle attività in sala prove.

La Tabella A è essenzialmente una tabella riepilogativa della condizione delle prove, ad una data di aggiornamento, per una gamma intera di prodotti. Essa è suddivisa nelle stesse tre sezioni della Tabella B; la differenza sta nelle colonne, ciascuna delle quali indica un singolo progetto. Le caselle di incrocio della prima sezione corrispondono esattamente a quelle dell'ultima colonna di ciascuna Tabella B. La Tabella A consente di avere una visione d'insieme delle prove, consentendo di notare nell'immediato eventuali criticità, ore uomo stimate necessarie ed eventuale esigenza di outsourcing per ciascun prodotto.

### **3.3 Esempi di prove eseguite sui riuniti dentali**

Tipiche prove eseguite su riuniti dentali consistono in prove con carico statico, prove cicliche, prove con carico applicato dinamicamente e prove antiribaltamento. Gli obiettivi di prova possono essere molteplici.

Le **prove statiche** sono condotte secondo quanto riportato nella norma [11] par. 9.8.2. Si ipotizza preliminarmente il carico gravante sulla poltrona dato dal peso corporeo del paziente; di norma si considera un paziente di 190 kg. In secondo luogo, si delinea la distribuzione del peso corporeo sulla poltrona secondo quanto schematizzato sempre in normativa. Si estrapola poi da apposita tabella della norma il coefficiente di sicurezza, si moltiplica per i 190 kg e si aggiunge il peso del gruppo idrico. Vedi Figura 3.5.

**Tabella 21 – Determinazione del FATTORE DI SICUREZZA DEL CARICO**

Situazione			FATTORE DI SICUREZZA DEL CARICO minimo <sup>(a)</sup>	
N.	Parti del sistema	Allungamento	A <sup>(b)</sup>	B <sup>(c)</sup>
1	Le parti del sistema di sostegno che non sono soggette all'usura	Materiale metallico <sup>(d)</sup> con allungamento a rottura specifico uguale o superiore al 5 %	2,5	4
2	Le parti del sistema di sostegno che non sono soggette all'usura	Materiale metallico <sup>(d)</sup> con allungamento a rottura specifico inferiore al 5 %	4	6
3	Le parti del sistema di sostegno che sono soggette all'usura <sup>(e)</sup> e sono prive di DISPOSITIVO MECCANICO DI PROTEZIONE	Materiale metallico <sup>(d)</sup> con allungamento a rottura specifico uguale o superiore al 5 %	5	8
4	Le parti del sistema di sostegno che risentono di usura <sup>(e)</sup> e sono prive di DISPOSITIVO MECCANICO DI PROTEZIONE	Materiale metallico <sup>(d)</sup> con allungamento a rottura specifico inferiore al 5 %	8	12
5	Le parti del sistema di sostegno che sono soggette all'usura <sup>(e)</sup> e dotate di un DISPOSITIVO MECCANICO DI PROTEZIONE (o un sistema primario di sistemi di supporto multipli)	Materiale metallico <sup>(d)</sup> con allungamento a rottura specifico uguale o superiore al 5 %	2,5	4
6	Le parti del sistema di sostegno che sono soggette all'usura <sup>(e)</sup> e dotate di DISPOSITIVO MECCANICO DI PROTEZIONE (o un sistema primario di sistemi di supporto multipli)	Materiale metallico <sup>(d)</sup> con allungamento a rottura specifico inferiore al 5 %	4	6
7	DISPOSITIVO MECCANICO DI PROTEZIONE (o un sistema di riserva del sistema di sostegno multiplo)		2,5	4

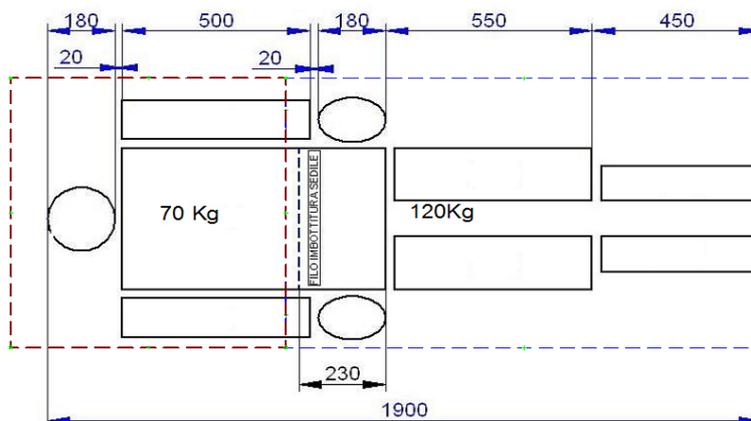
(a) I FATTORI DI SICUREZZA DEL CARICO sono previsti in modo da tener conto delle condizioni definite in 15.3.7 (cioè gli effetti ambientali, gli effetti negativi dell'usura, della corrosione, dell'affaticamento del materiale o dell'invecchiamento).

(b) Caso A = Il CARICO DI ROTTURA del materiale e tutte le forze esterne previste sono quantificabili e ben note.

(c) Caso B = Diverso dal caso A; in particolare, il CARICO DI ROTTURA del materiale e tutte le forze esterne previste sono approssimativamente note, ma non con sufficiente precisione da giustificare il FATTORE DI SICUREZZA DEL CARICO del caso A.

(d) Per i materiali metallici, Norme particolari possono prescrivere adeguati FATTORI DI SICUREZZA DEL CARICO (vedi le motivazioni dell'Allegato A, paragrafo 9.8).

(e) I componenti considerati danneggiabili dall'usura comprendono: catene, cavi (funi metalliche), cinghie, dadi dei martinetti, molle, tubi pneumatici o idraulici flessibili, guarnizioni o fasce elastiche di pistoni pneumatici o idraulici.



**Figura 3.5-a. Prova statica: tabella del CS, distribuzione peso corporeo [11].**



**Figura 3.5-b.** *Prova statica: allestimento pratico* [1].

Determinato il peso, lo si applica alla struttura portante della poltrona posta nella posizione più gravosa a sostenere il paziente (schienale in posizione estrema stesa: massimo braccio disponibile per il carico). La prova si reputa superata se la poltrona resta in equilibrio in tali condizioni per più di 60 secondi, non si deve presentare una situazione di rischio inaccettabile e devono risultare funzionanti correttamente le movimentazioni mediante motoriduttori o cilindro idraulico. Possono esserci naturalmente deformazioni di alcune parti, tali però da non comprometterne il funzionamento, mentre non sono tollerate rotture di alcun genere.

Le **prove cicliche** sono analoghe a quelle statiche con la differenza che la struttura della poltrona è posta in movimento; in tal caso occorre definire preliminarmente un ciclo di funzionamento (tipicamente una combinazione di: salita/discesa schienale, salita/discesa seduta, pausa) che viene ripetuto un certo numero di volte. Il numero dei cicli o di ripetizioni viene definito sulla base di dati derivanti da indagini statistiche secondo quanto riportato, ad

esempio, in Figura 3.6. La prova è effettuata a carico nullo e a carico non nullo.

Numero cicli previsti di funzionamento del motoriduttore impiegato per il sollevamento (salita+discesa).

Salita+discesa	N° pz. al giorno	Giorni lav. Annuì	N° anni	Totale
2	12	220	10	53.000 cicli

Numero cicli previsti di funzionamento del motoriduttore dello schienale (salita+discesa).

Salita+discesa	N° pz. al giorno	Giorni lav. Annuì	N° anni	Totale
5	12	220	10	132.000 cicli

**Figura 3.6.** Definizione dei cicli di prova [1].

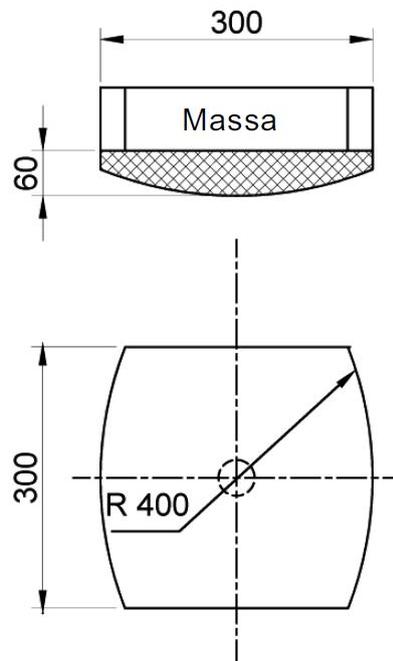
Il carico non nullo è il medesimo calcolato per la prova statica. La prova a carico nullo prevede comunque l'applicazione di 10 kg (stima di inevitabili forze esterne). Obiettivo prestazionale per questo tipo di prova, a parte la durata attesa, consiste nell'integrità strutturale, verificata monitorando ad esempio l'usura delle parti quali: pattino schienale, perni, supporto sedile, cilindri e perni di fissaggio dei cilindri, ruote dentate e settori dentati.

Le **prove di resistenza dinamiche** si effettuano tenendo conto che il paziente o l'operatore possano sedersi in modo brusco sulla poltrona; tale prova va eseguita seguendo sempre la norma [11] par. 9.8.3.3 terza edizione. In pratica si deve lasciare cadere sull'area di sostegno/sospensione della struttura della poltrona, da un'altezza di 150 mm, una massa equivalente al carico di lavoro in sicurezza (vedi prova statica) la cui composizione e geometria è definita in Figura 3.7. La parte di massa che deve impattare sulla struttura dev'essere in materiale decisamente cedevole, quale schiuma o gommapiuma mentre la parte soprastante in materiale come legno od altro.

La prova è non superata se si verifica qualsiasi perdita di funzionalità o danno della struttura fonte probabile di rischio inaccettabile. La conformità è verificata sempre mediante controllo visivo dell'apparecchio elettromedicale. Vedi Figura 3.8.

Quando si effettuano prove di funzionamento continuo, come le prove cicliche, su poltrone o direttamente sugli azionamenti elettromeccanici occorre modificare la carcassa dei motori elettrici imbastendo un sistema di raffreddamento ad aria forzata per evitare il

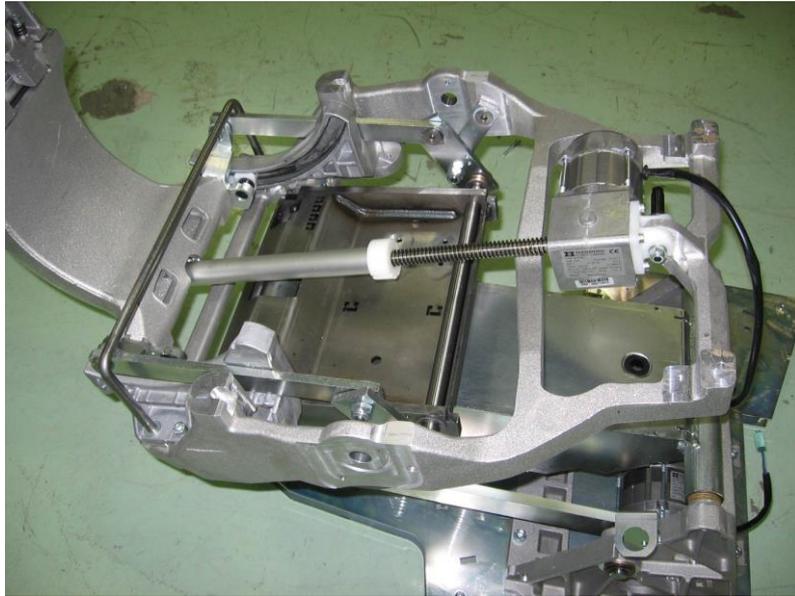
surriscaldamento inevitabile del dispositivo elettrico e la degradazione dei materiali isolanti (la cui integrità, come noto, è indispensabile per il funzionamento corretto delle macchine elettriche). Vedi figura 3.9.



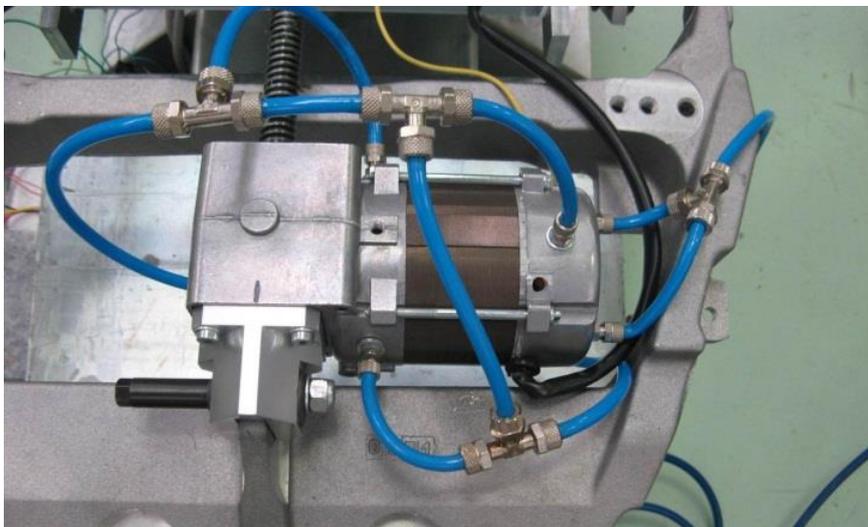
**Figura 3.7.** Massa per prova dinamica [11].



**Figura 3.8-a.** Allestimento pratico della prova dinamica ad urto [1].



**Figura 3.8-b.** *Struttura della poltrona.* In evidenza: il sistema di movimentazione schienale mediante motore-vite senza fine, i perni schienale e le relative guide. Dopo una prova ad urto, la struttura deve risultare integra e le movimentazioni non compromesse. [1]



**Figura 3.9.** *Esigenza di raffreddamento del motore elettrico per le prove cicliche.* La figura illustra una modifica alla carcassa del motore per collegare tubi di iniezione aria di raffreddamento nel sistema di avvolgimenti interno, per evitare surriscaldamento per effetto Joule dovuto a funzionamento in continuo. [1]

La **prova antiribaltamento**, secondo norma [11], prevede di testare apparecchi elettromedicali non fissi; il riunito, in realtà, è fissato al pavimento, nell'uso previsto, tuttavia i clienti preferiscono avvertire un senso di "stabilità" anche nella condizione di solo appoggio a terra. L'azienda, comunque, evita di assecondare eccessivamente questa esigenza perché reputa tale condizione come di potenziale pericolo per il paziente e il medico. La prova, ad ogni modo, prevede di verificare la stabilità del riunito, con parti posizionate in modo più sfavorevole possibile all'equilibrio (massima distanza dal baricentro teorico in pianta) sia su un piano orizzontale che inclinato di 5° (per sicurezza, si testano normalmente 10° di inclinazione), per poltrona carica e scarica.

Questa carrellata di prove descritte costituisce solo una sintesi dei test più comunemente effettuati; altre prove comuni sono:

- la **prova di imballo**, per verificare che il nuovo prodotto e il relativo nuovo imballo siano accoppiabili tra loro.
- la **prova di interferenza**, per verificare che le parti mobili del riunito (poltrona, bracci di sostegno, tavolette ecc...) non interferiscano tra loro compromettendone la funzionalità.
- la **prova antincendio**, eseguita in presenza di tecnici, esterni, della IMQ (Istituto Italiano del Marchio di Qualità).
- ecc...

Altre prove, diverse da quelle qui riportate, vengono effettuate in modo particolare su singoli componenti che sono risultati critici da feedback di post-vendita o ritenuti tali in sede di progetto.

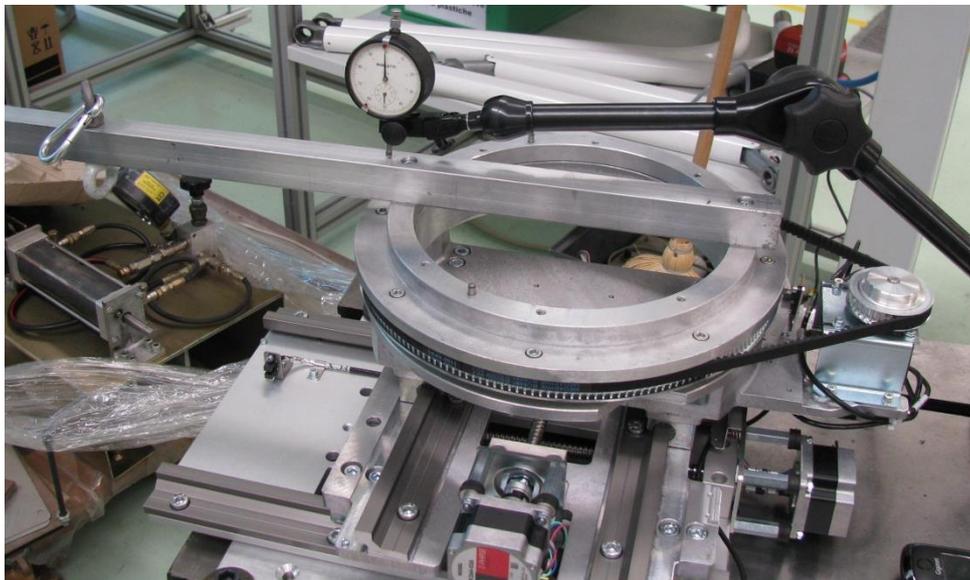
### **3.4 Esempi di prove eseguite su macchine radiologiche**

Fermo restando che le prove illustrate al paragrafo precedente, relative ai riuniti, sono effettuate con le medesime modalità anche per le mac-

-chine radiologiche qualora necessario, di seguito si descrivono altre tipologie di prove relative, in particolare, all'ortopantomografo ibrido.

Un primo esempio è dato dalle **prove sulle guide (asse x e y) del cinematismo** nelle quali si misura il gioco guide/pattini per due differenti tipi di guide, a sezione quadrata e a sezione tonda, del gruppo cinematico per giostra fissa (v. Capitolo 2, Figura 2.14).

La misura è effettuata mediante comparatore, applicando un carico di 10 kg verso l'alto e poi verso il basso, a 383 mm dal centro di rotazione. Si veda la Figura 3.10.



**Figura 3.10.** Rilevo dei giochi guide x-y/pattini del gruppo cinematico per giostra fissa. [1]

Si registra lo spostamento sia verso l'alto che verso il basso, al momento dell'applicazione del peso; il gioco guide/pattini è dato dalla somma dei due spostamenti verticali. Si effettuano rilievi per diverse posizioni lineari delle slitte e angolari della puleggia. Sono preferite le guide per le quali si ha un gioco minore guide/pattini; in tal caso sono risultate vincenti quelle a sezione circolare.

Come secondo esempio si riportano le **verifiche strutturali** del braccio ceph (v. Capitolo 2, Figura 2.15). Esse sono sostanzialmente prove statiche, effettuate sempre secondo normativa, volte a verificare il coefficiente di sicurezza del suddetto braccio che è valutato pari a 4 (secondo la tabella di Figura 3.5-a). Si va ad applicare al solo braccio il peso del cefalostato (al quale andrebbe collegato) e si va a misurare, mediante comparatore, la flessione sotto carico e la eventuale freccia residua azzerando il carico. La prova si effettua sia applicando il peso all'estremità del braccio estruso di sostegno che nella zona centrale della fusione che alloggia le movimentazioni del cefalostato. Si veda la Figura 3.11.

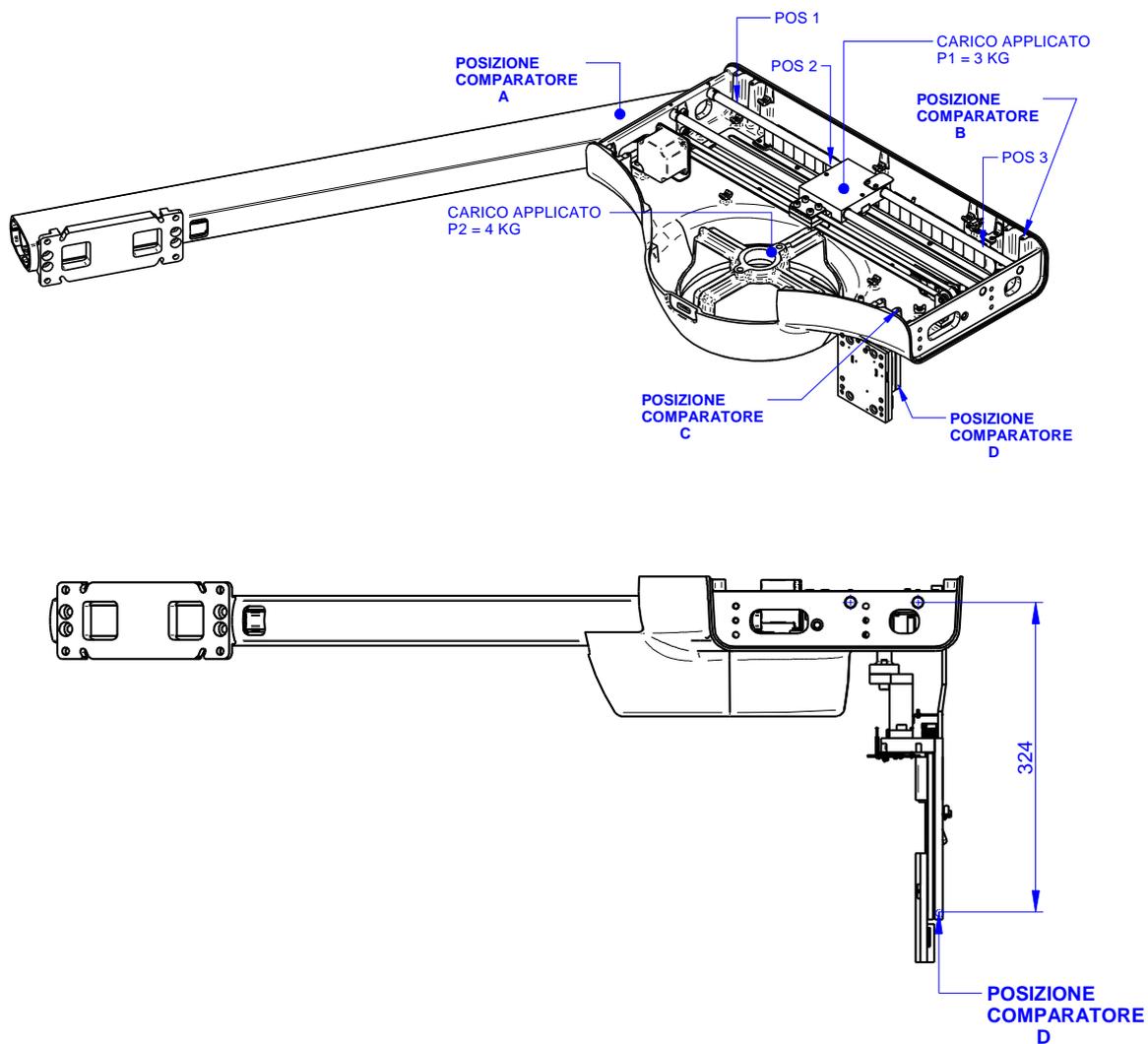


**Figura 3.11.** Verifica strutturale del braccio cefalostato (sx) e del solo braccio di sostegno (dx). [1]

Non devono presentarsi situazioni di instabilità strutturale di alcun genere.

Altre verifiche del braccio, sono volte a misurare le reali deformazioni (freccie) a flessione e a torsione sotto carichi reali in modo da poter

prevedere opportune correzioni software e meccaniche che evitino lo scadimento della qualità delle immagini radiografiche cefalometriche. La Figura 3.12 schematizza la posizione dei pesi e dei comparatori per questa prova.



**Figura 3.12.** Schema valutazione deformazioni strutturali del braccio ceph. [1]

La massa da applicare alla struttura tiene conto delle masse di: gruppo slitte movimentazione, gruppo sensori, gruppo cefalostato e lamiere di copertura (carter); la massa totale è divisa poi in due parti P1 e P2

posizionate nei reali punti di applicazione. P1 è mobile, essendo associata al gruppo slitta e sensori (traslanti), per cui occorre eseguire i rilievi posizionando P1 nella posizione pos1, pos 2 e pos 3 (estremi della corsa e posizione a metà corsa).

Il comparatore A rileva la componente di flessione pura, il comparatore B e il comparatore C rilevano la risultante flessionale e torsionale di deformazione nei punti estremi del cefalostato mentre il comparatore D segnala la componente di torsione pura del sistema. Vedere Figura 3.13.



**Figura 3.13.** Posizionamento comparatori per verifica deformazioni braccio ceph. [1]

## **Capitolo 4**

---

### ***Stato dell'arte dei test di affidabilità***

#### **4.1 Introduzione**

Fino alla prima metà del '900, a livello industriale, la *qualità* di un dispositivo era associata alla *conformità* delle sue caratteristiche funzionali ai parametri nominali di funzionamento (es: specifiche, dati di targa...), senza considerare il fattore tempo [2]. Per la precisione, già all'epoca ci si preoccupava del corretto funzionamento in esercizio di un sistema, per esempio ricercando soluzioni nuove per ritardare gli effetti dell'usura dei materiali o studiando la durata di organi rotanti. I primi ad analizzare in termini sia qualitativi che quantitativi il comportamento nel tempo dei dispositivi, furono i centri di ricerca militari; solo all'inizio degli anni '50 fu introdotto il concetto di *affidabilità*, inteso come la probabilità che un dispositivo adempia alla funzione per la quale è stato progettato, per un determinato periodo di tempo (vita media stimata) e sotto certe condizioni di utilizzo.

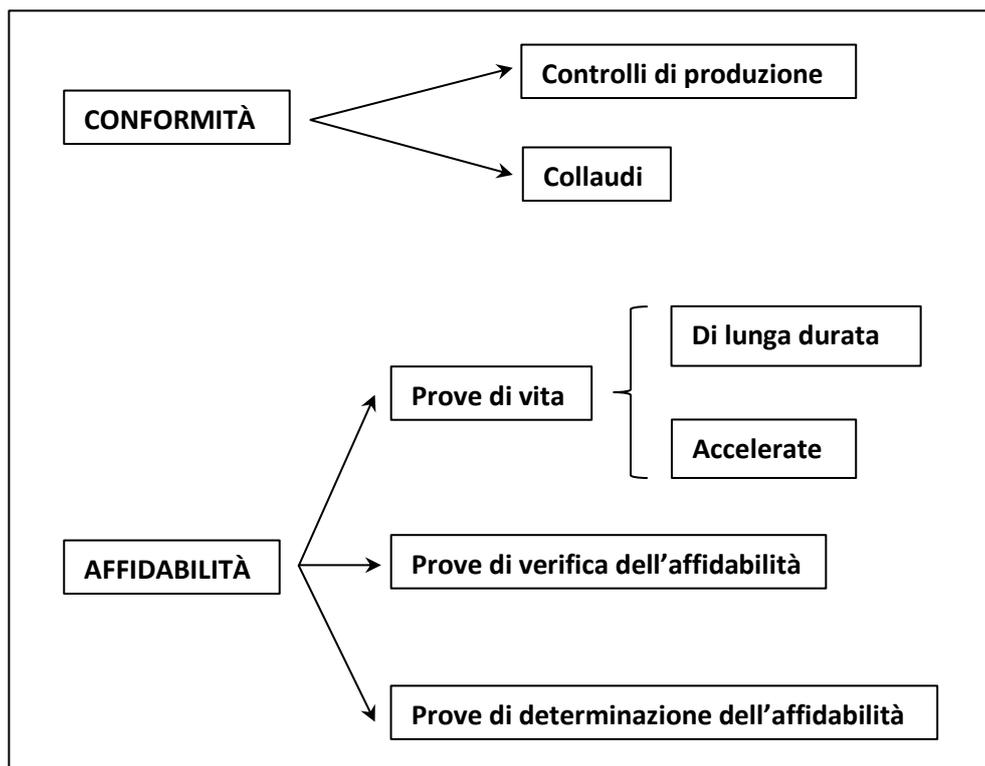
Oggi, con il termine qualità si intende la combinazione di conformità ed affidabilità ovvero: i parametri funzionali iniziali di un prodotto devono corrispondere a quelli nominali prestabiliti e devono rimanere tali (o variare entro certe tolleranze) durante il tempo di missione, in certe condizioni di impiego.

L'intervallo temporale di corretto funzionamento del sistema, termina nel momento in cui si presenta un *guasto* inteso come variazione inaccettabile delle prestazioni del prodotto che lo rendono incapace di svolgere la funzione richiesta; il *tempo al guasto* è fondamentale per la valutazione quantitativa (o per la sola verifica) dell'affidabilità e, quindi, più in generale, della qualità.

Le prove e le misure necessarie per la verifica della qualità di un prodotto sono molteplici.

## 4.2 Classificazione delle prove affidabilistiche

Le prove per testare la qualità di un prodotto si suddividono in *prove di conformità* e in *prove di affidabilità*, secondo lo specchietto di Figura 4.1, tratto da [2].



**Figura 4.1.** Valutazione della qualità: prove di conformità e di affidabilità [2].

Ricavare le prestazioni affidabilistiche di una tipologia di sistemi può risultare più o meno fattibile in dipendenza della complessità del dispositivo (complessità di funzionamento, numero di funzioni svolte ecc...) e, quindi, del suo costo; sovente risulta impossibile se non per quei componenti elementari, relativamente economici, i cui parametri dipendono da una sollecitazione predominante. In tal caso risulta più semplice determinare la frequenza dei guasti, il tempo medio al guasto eccetera, attraverso simulazioni di situazioni tipiche di impiego su un numero di campioni significativo e rappresentativo della popolazione. Per i sistemi, invece, è evidente che il motivo economico impedisca l'applicazione di questo metodo di prova statistico; esistono tuttavia due categorie di prove a seconda che si riferiscano a componenti/sistemi elementari o a prodotti complessi.

Le *prove di vita* sono una tipologia di test di affidabilità che può essere:

- *di lunga durata*: si sottopone una famiglia di componenti alle stesse sollecitazioni che incontreranno realmente in esercizio, fino a che gran parte dei campioni (o tutti) manifestano un guasto improvviso. Queste prove hanno due svantaggi; il primo consiste nel considerare costanti sollecitazioni che potrebbero variare durante l'utilizzo mentre il secondo svantaggio si riferisce alla quantità di tempo richiesta (spesso molto maggiore della vita media stimata) e all'impegno di attrezzature, rendendo dunque onerosi questi test.
- *accelerato*: queste prove sono mirate a contrarre il tempo di prova, principalmente considerando che sollecitando maggiormente un sistema, esso tenderà a guastarsi in un tempo inferiore.

Le prove di lunga durata forniscono risultati immediatamente rispondenti alle condizioni tipiche di impiego mentre le prove accelerate non permettono di valutare direttamente l'affidabilità; questo può essere fatto solo se è possibile l'*estrapolazione* dei dati ricavati alle intensità reali di sollecitazione. L'estrapolazione è eseguibile per via analitica/grafica, nel caso in cui si abbia a

disposizione un opportuno modello matematico che correli la sollecitazione alla vita del componente; ad ogni modo, anche in assenza di questa condizione, le prove accelerate rimangono di indubbia utilità pratica per testare in modo rapido e relativamente economico la resistenza ad una data storia di carico.

Mentre i test di lunga durata sono sempre *prove di determinazione dell'affidabilità* (ovvero di misura e calcolo di parametri affidabilistici), i test accelerati possono consistere in *prove di verifica dell'affidabilità*, nel caso già citato in cui non sia possibile l'extrapolazione; la verifica di affidabilità di un prodotto consiste essenzialmente in una prova di accettazione o di rifiuto dell'apparecchiatura, in base alla capacità della stessa di soddisfare le condizioni di utilizzo nella vita media.

### 4.3 Prove accelerate

Da constatazioni teoriche e pratiche, risulta che incrementando la severità delle sollecitazioni di un sistema si ha una contrazione della vita media. Questo fatto viene sfruttato per ridurre sensibilmente il tempo di prova; si definisce, a questo proposito, *fattore di accelerazione*:

$$F.A. = \frac{\text{tempo al guasto in condizioni accelerate}}{\text{tempo al guasto in condizioni nominali}}$$

Le sollecitazioni possono essere meccaniche (carichi, vibrazioni ecc.), elettriche (voltaggio, corrente), termiche (temperatura) o ambientali (umidità), a seconda della natura del sistema e del tipo di applicazioni a cui è destinato.

Al contrario delle prove di vita di lunga durata, le prove accelerate non corrispondono alle condizioni usuali di esercizio quindi non forniscono una stima quantitativa diretta dell'affidabilità del prodotto ma consentono di valutarne, in modo veloce e più economico, l'attitudine a sopportare sollecitazioni di varia natura; in questo modo

si possono confrontare famiglie di sistemi simili e scegliere quelli che evidenziano minori punti deboli. Tale confronto è ovviamente possibile a parità di condizioni di prova ovvero solo se è assicurata la *ripetibilità dei risultati*.

Pur non potendo stabilire una relazione tra livello di sollecitazione e durata dell'oggetto, si possono individuare comportamenti analoghi a quelli di esercizio.

In generale, questo tipo di test può avere due finalità:

- ❖ *determinare la vita del sistema*: per fare questo occorre utilizzare un modello che leghi la durata rilevata in date condizioni di stress a quella che ci si aspetta durante il normale utilizzo. Si parla in questo caso di *test accelerati quantitativi*, QuanAT (Quantitative Accelerated Tests) [3].
- ❖ *fare emergere difetti latenti ed elementi deboli* del prodotto per identificare problemi di progetto e/o processo che potrebbero causare guasti sul campo. In tal caso si parla di test accelerati qualitativi, QualAT (Qualitative Accelerated Tests) [3].

Quando il test è applicato ad un **componente** può risultare tutto sommato semplice determinarne la vita, avvalendosi di un opportuno modello matematico che permetta di estrapolare i risultati di prova alle condizioni nominali di funzionamento; ad esempio, per un componente sottoposto a carichi affaticanti, si potrebbe utilizzare in prima approssimazione il modello di Wöhler, utilizzando i parametri del materiale in oggetto, estrapolabili dalla letteratura (tensione di rottura, limite di fatica ecc...), tenendo conto eventualmente di particolari effetti di intaglio (fori, variazioni brusche di dimensioni ...); in alternativa, sarebbe più opportuno, nei limiti dell'economicità, testare due o più componenti per diversi livelli di carico, fino al cedimento. Riportando i risultati in un grafico carico – cicli, si va a costruire un modello più realistico che permetta di fare previsioni sulla vita del componente ai carichi nominali. Si veda la Figura 4.2.

In tal modo si può assegnare ai risultati una opportuna distribuzione probabilistica (esempio: Normale, Log-Normale ecc...), individuando

così la curva di vita corrispondente ad una certa affidabilità (es: 10%, 50%, 90% ...); si veda in Figura 4.3.

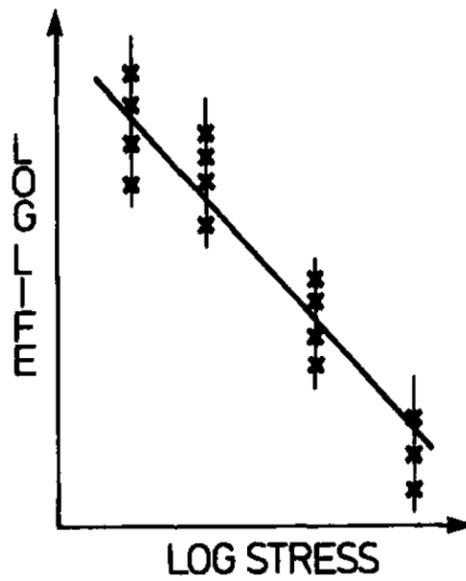


Figura 4.2. Relazione stress - vita (modello di Wöhler) [15].

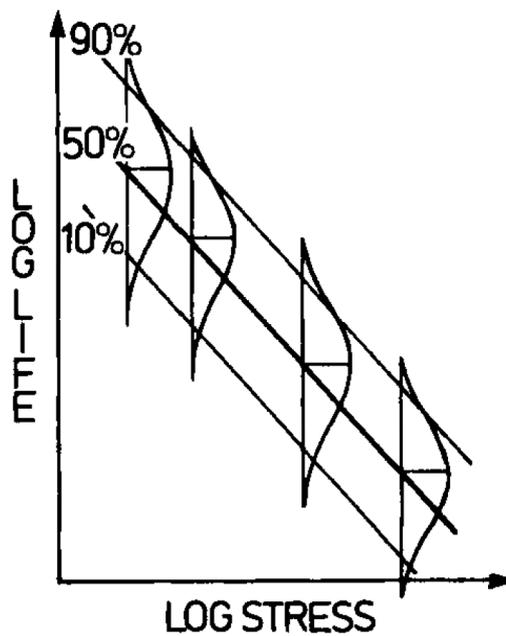


Figura 4.3. Distribuzione probabilistica dei risultati [15].

La *regressione lineare* [27] consente di determinare la retta che meglio interpola i risultati ottenuti; tale retta esprime analiticamente una relazione lineare tra vita e stress. Più in generale, siano:

$X$  = variabile indipendente (sollecitazione)

$Y$  = variabile dipendente (durata o cicli)

Si vuole stimare una relazione del tipo:

$$Y = a_1 X + a_0 + \varepsilon$$

dove  $\varepsilon$  è una variabile di errore casuale (ha valor medio nullo).

Avendo a disposizione  $n$  osservazioni sperimentali della variabile dipendente:

$$Y_1, Y_2, Y_3 \dots Y_i \dots Y_{n-1}, Y_n$$

corrispondenti a  $n$  livelli della variabile indipendente:

$$X_1, X_2, X_3 \dots X_i \dots X_{n-1}, X_n$$

si può stimare la *retta di regressione lineare*:

$$\tilde{Y} = \tilde{a}_0 + \tilde{a}_1 \cdot X$$

attraverso la determinazione dei coefficienti  $\tilde{a}_0, \tilde{a}_1$  che minimizzano lo scarto quadratico tra i risultati ottenuti e quelli stimati; lo scarto quadratico vale:

$$E^2 = \sum_{i=1}^n (Y_i - \tilde{a}_1 X_i - \tilde{a}_0)^2$$

I coefficienti della retta che minimizzano lo scarto quadratico si ricavano dal seguente sistema (derivate prime nulle):

$$\begin{cases} \frac{\partial E^2}{\partial \tilde{a}_0} = -2 \cdot \sum_{i=1}^n (Y_i - \tilde{a}_1 X_i - \tilde{a}_0) = 0 \\ \frac{\partial E^2}{\partial \tilde{a}_1} = -2 \cdot \sum_{i=1}^n (Y_i - \tilde{a}_1 X_i - \tilde{a}_0) X_i = 0 \end{cases}$$

che, risolto, porta a :

$$\begin{aligned}\tilde{a}_0 &= \frac{\sum Y_i \sum X_i^2 - \sum X_i \sum X_i Y_i}{n \sum X_i^2 - (\sum X_i)^2} \\ \tilde{a}_1 &= \frac{n \sum X_i Y_i - \sum X_i \sum Y_i}{n \sum X_i^2 - (\sum X_i)^2}\end{aligned}$$

Segue l'equazione esplicita della retta di regressione che corrisponde alla *legge empirica* cercata.

Gli *errori residui* valgono:

$$\varepsilon_i = (Y_i - \tilde{Y}_i) = (Y_i - \tilde{a}_0 - \tilde{a}_1 \cdot X_i)$$

Lo *scarto quadratico* è ora calcolabile:

$$RSS = E^2 = \sum_{i=1}^n (Y_i - \tilde{Y}_i)^2 = \sum_{i=1}^n (Y_i - \tilde{a}_1 X_i - \tilde{a}_0)^2$$

La dispersione dei punti sperimentali attorno alla retta di regressione, è esprimibile attraverso la *stima della deviazione standard*:

$$S_{YX} = \sqrt{\frac{RSS}{n-2}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (Y_i - \tilde{Y}_i)^2}{n-2}}$$

La *devianza totale* è esprimibile come:

$$TSS = \sum_{i=1}^n (Y_i - \bar{Y})^2$$

dove:

$$\bar{Y} = \frac{\sum_{i=1}^n Y_i}{n}$$

è la media delle osservazioni sperimentali.

Il grado di correlazione tra i risultati è esprimibile attraverso il *coefficiente di determinazione*:

$$R^2 = 1 - \frac{RSS}{TSS}$$

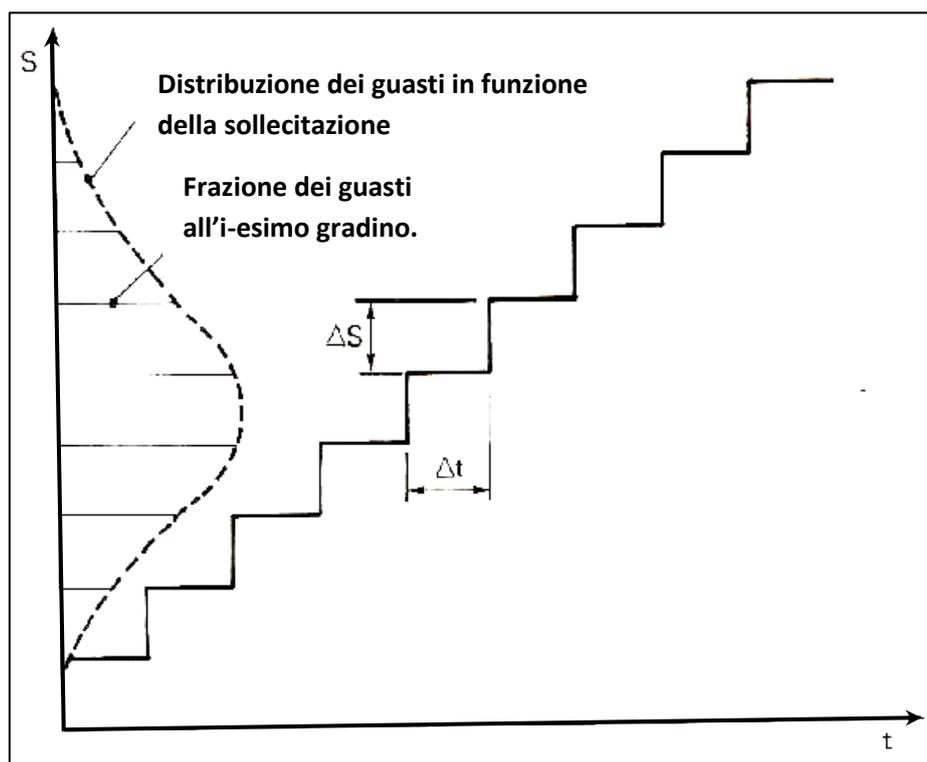
$R^2 < 0,5$	CORRELAZIONE LINEARE POCO SIGNIFICATIVA
$0,5 < R^2 < 0,9$	CORRELAZIONE LINEARE MODESTA
$R^2 > 0,9$	CORRELAZIONE LINEARE FORTE

Quando il test è eseguito invece su un **sistema** risulta estremamente difficile, eccetto pochi casi, creare un modello di estrapolazione adeguato, tanto più quanto complesso è il sistema. Inoltre, non è affatto semplice stabilire idonee condizioni di sovra-stress. Va tenuto in conto, infatti, che la variazione di un fattore di sollecitazione - al fine di accelerare una prova - non vada ad alterare la *dinamica dei guasti* che incorrono nel funzionamento normale del componente. L'alterazione è dovuta di solito all'interazione della variabile di accelerazione con altri fattori non considerati a monte della progettazione del test. Ad esempio [15], se si volesse testare l'affidabilità di un cuscinetto mediante prova di vita accelerata, si potrebbe aumentare la velocità di rotazione (ovvero, aumentare il numero di rotazioni/cicli nell'unità di tempo) per dato carico o viceversa; in entrambi i casi, comunque, si va ad aumentare nel tempo la temperatura di funzionamento la quale porta ad un degrado via via maggiore di prestazioni, per cui il cedimento del cuscinetto potrebbe avvenire dopo un tempo inferiore al tempo al guasto in condizioni normali di funzionamento: occorrerebbe, quindi, un controllo di temperatura mediante opportuno smaltimento di calore.

Come riportato in [3], la strategia di accelerazione relativa all'*incremento della frequenza di utilizzo* del prodotto è generalmente appropriata quando il componente non è usato, in condizioni normali, in modo continuativo ma solo per un certo numero (relativamente piccolo) di volte al giorno. Va comunque ipotizzato che l'aumento della frequenza di utilizzo in sede di sperimentazione, non alteri la distribuzione dei cicli a guasto del componente. Il sistema viene dunque testato ad elevata frequenza nei limiti consentiti

dall'attrezzatura di prova; si consideri che effettuare i cicli a velocità normale ma in assenza delle pause che si avrebbero in esercizio, provoca già un'accelerazione della prova (si parla di *eliminazione dell'off time*).

Una tipologia di prova accelerata sovente utilizzata in ambito industriale è la cosiddetta *prova a gradino* consistente nel sottoporre un campione di sistemi ad una sollecitazione (quella prevalente) crescente ad intervalli di tempo costanti (tendenzialmente brevi, in ottica di accelerazione delle prove: fino alla decina di ore); l'incremento della sollecitazione può essere costante o lineare. Il test ha fine quando tutti i sistemi sono guasti. Registrando la frazione di guasti per ciascun gradino è possibile ottenere una distribuzione approssimativa dei guasti in funzione della sollecitazione. Si veda Figura 4.4.



**Figura 4.4.** Prove a gradino [2].

Naturalmente, questa operazione di stima della distribuzione dei guasti, richiede l'analisi di un campione numeroso, di 20 – 40 unità.

La prova a gradino permette di trarre indicazioni sull'uniformità del campione, che è tanto maggiore quanto minore è la dispersione dei guasti ed evidenzia il limite delle sollecitazioni non distruttive.

Ottenere direttamente dai risultati una relazione carico-cicli, è possibile solo accettando di trascurare l'effetto dei gradini di sollecitazione precedenti, sulla vita del sistema.

#### **4.4 Condizioni di prova e fasi principali**

Le condizioni di prova tengono conto delle sollecitazioni che, nelle modalità reali di impiego, possono causare un guasto rilevante del sistema; in particolare, dunque, vanno identificate le *tipologie di carico* (elettrico, meccanico ... ) e le *condizioni di carico* (carico statico, carico affaticante, urto ecc...). A monte del test va stabilito il *ciclo di prova*, inteso il programma che definisce le condizioni di prova ed eventuali operazioni da svolgere prima dell'inizio del test (es. aggiustamenti preliminari).

Una prova di affidabilità deve simulare, in modo più aderente possibile, le *condizioni tipiche di esercizio*; se lo scopo primario della prova è quello di verificare l'assenza di guasti che possono coinvolgere direttamente il paziente, è bene testare la massima severità prevista delle sollecitazioni; da contemplare, infatti, non vi è solo il danno economico derivante dal mancato funzionamento del dispositivo ma in primis le possibili conseguenze dell'inaffidabilità del prodotto sulla sicurezza degli utenti.

Ogni prova prevede una determinata sequenza di fasi [2]:

1. *assestamento preliminare*: il dispositivo in prova viene portato in prestabilite condizioni iniziali di riferimento.
2. *controlli e misure iniziali*: si rilevano gli eventuali parametri da monitorare durante la prova.
3. *esecuzione della prova*: il componente/sistema viene sollecitato secondo il programma di prova.

4. *controlli e misure finali*: si misurano i parametri rilevati al punto 2, per valutare gli effetti degli stress applicati.

## 4.5 Funzioni generali di tempo-trasformazione

Sia  $x$  la *variabile di accelerazione* di un generico test accelerato.

Un *modello di tempo-trasformazione*, in accordo a quanto riportato in [3], relaziona il tempo al guasto per  $x = x_U$ , dove  $x_U$  denota il livello della variabile nelle condizioni di normale utilizzo, con il tempo al guasto ad un diverso livello di  $x$ . Tale modello può essere espresso come:

$$T(x) = Y[T(x_U), x]$$

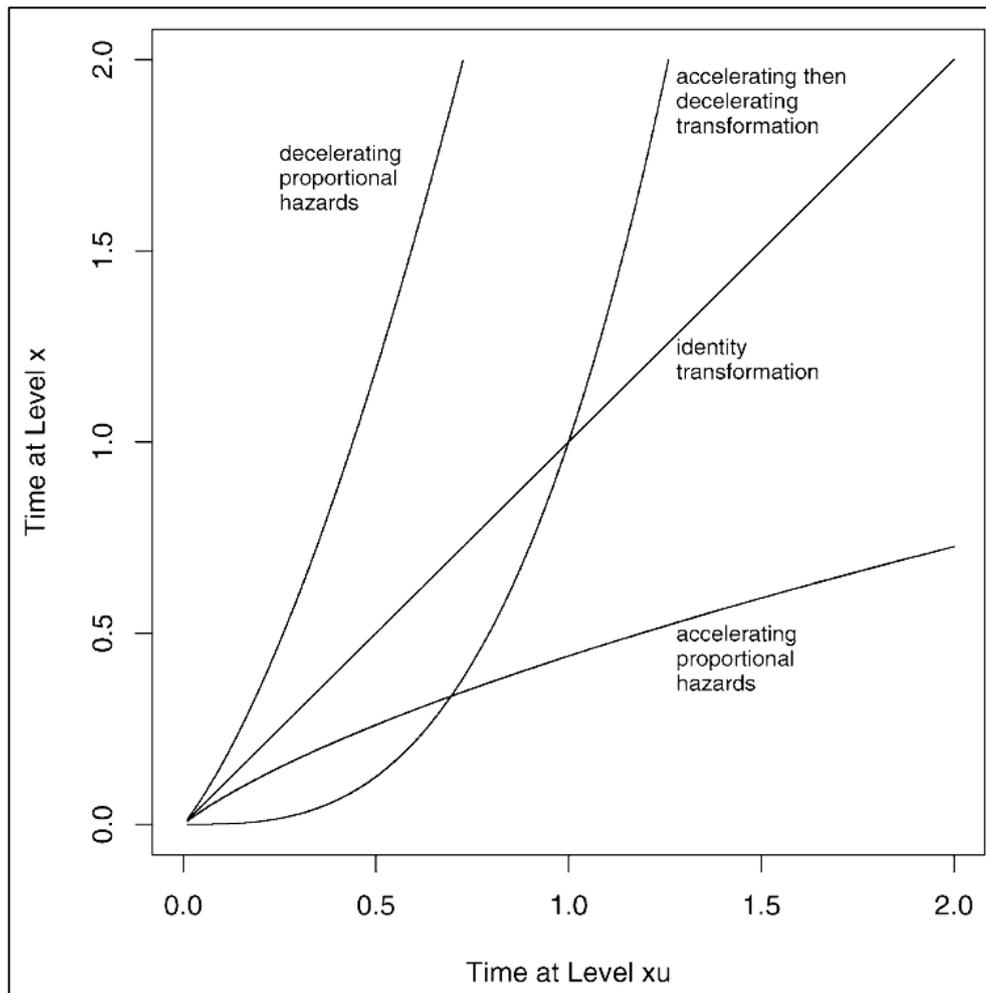
in cui  $Y(t, x)$  è funzione di tempo-trasformazione se:

- $Y(0, x) = 0, \forall x$
- $Y(t, x) \geq 0, \forall t, x$
- per  $x = x^*$ ,  $Y(t, x^*)$  è *monotona crescente in t*
- $Y(t, x_U) = t$  è *una identità*,  $\forall t$

In Figura 4.5 sono riportate generiche funzioni di tempo-trasformazione per  $x_U < x$ .

In riferimento alla medesima figura, si evince che:

- La funzione lineare è la trasformazione identità.
- $T(x)$  sottostanti alla trasformazione identità, implicano un'accelerazione della prova.
- $T(x)$  soprastanti alla trasformazione identità, implicano una decelerazione di prova.
- $T(x)$  può intersecare la funzione identità; in tal caso la trasformazione è di accelerazione per un certo tempo poi diventa di decelerazione.



**Figura 4.5.** Generiche funzioni di tempo-trasformazione per  $x_U < x$  [3].

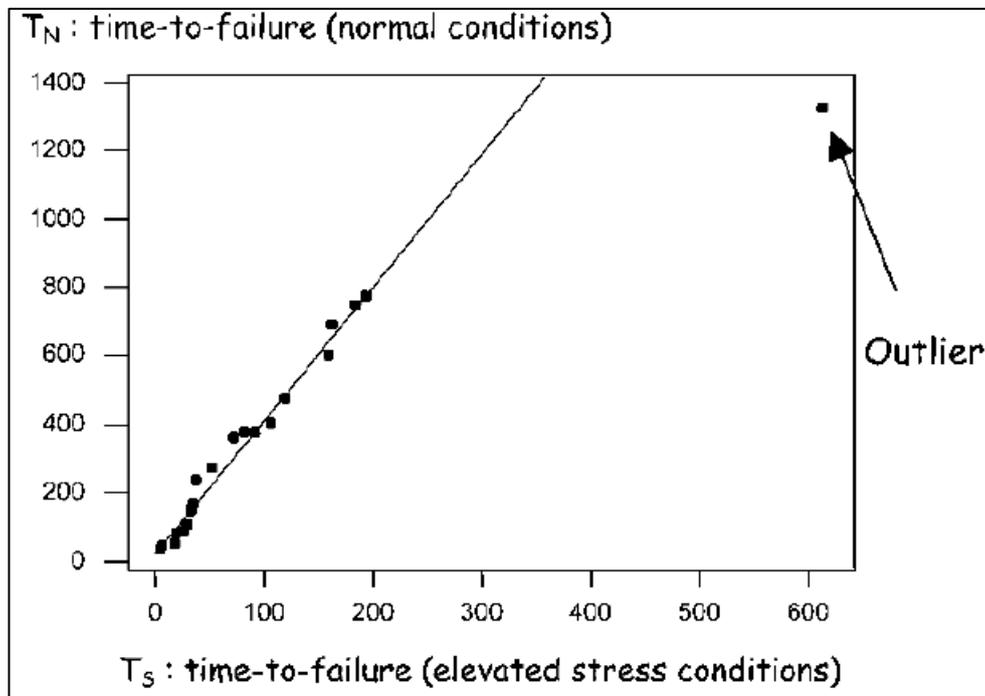
In [4] è riportato un esempio per la ricostruzione del modello di tempo-trasformazione, a partire dai risultati di una campagna sperimentale in cui è stato testato un certo numero di dispositivi a due livelli di temperatura (livello a condizioni normali e livello di sovra-stress) fino al guasto. In Tabella 4.6 si riportano i dati ordinati.

Riportando le coppie di valori ordinati in un grafico del tipo in Figura 4.5, si può ricostruire la funzione di tempo-trasformazione: vedere Figura 4.7. L'inclinazione della retta approssimante, fornisce una stima del fattore di accelerazione, che risulta essere F.A. = 2,79. Si

noti che nel grafico si manifesta un dato anomalo che non è stato considerato ai fini della stima.

Normal (22°C)	35.5	44.3	50.5	79.1	83.8	107.7	150.0	171.2	237.3	271.9
Accelerated (160°C)	3.7	4.4	16.3	18.2	24.8	28.5	31.4	32.8	36.1	50.8
Normal (22°C)	361.9	377.6	380.0	404.1	476.6	602.4	689.2	748.3	774.3	1326.8
Accelerated (160°C)	70.5	80.7	90.5	105.7	118.7	158.9	160.7	183.4	192.5	613.5

**Tabella 4.6.** Tempi al guasto (ore) a due livelli di temperatura [4].



**Figura 4.7.** Costruzione della funzione di tempo-trasformazione [4].

#### 4.6. Utilizzo di modelli fisici

Ogni qualvolta sia possibile, è bene utilizzare *modelli fisici* di riferimento per prevedere la vita del sistema/componente ad un dato livello di carico. Tali modelli sono parametrici e consentono, quindi,

di interpolare la vita del componente a qualsiasi livello di carico. L'utilizzo dei modelli fisici implica una conoscenza del possibile meccanismo di guasto dell'oggetto in esame.

### **MODELLI DI FATICA**

L'applicazione di questi modelli è da riservare ai casi in cui i carichi di un sistema variano in modo ciclico; tale condizione può portare, come è noto, a rotture per fatica.

Alcune ben note relazioni empiriche per modellare la vita a fatica sono presentate di seguito [4].

Curva S-N. Si utilizza quando il componente, durante la sua vita, è soggetto a deformazioni elastiche predominanti dovute ad un carico ciclico di ampiezza costante. Comunemente è utilizzata la seguente relazione:

$$N = A \cdot S^m$$

Dove:

$N$  = numero di cicli a rottura ( $N \geq 10^4$ )

$S$  = ampiezza costante di sollecitazione

$A, m$  = parametri del modello

Questa, in un piano bi-logaritmico, è una retta.

Nel caso si abbia una tensione media non nulla, va utilizzata una relazione opportunamente modificata:

$$N = A \cdot \left(1 - \frac{S_0}{S_u}\right)^m \cdot S^m$$

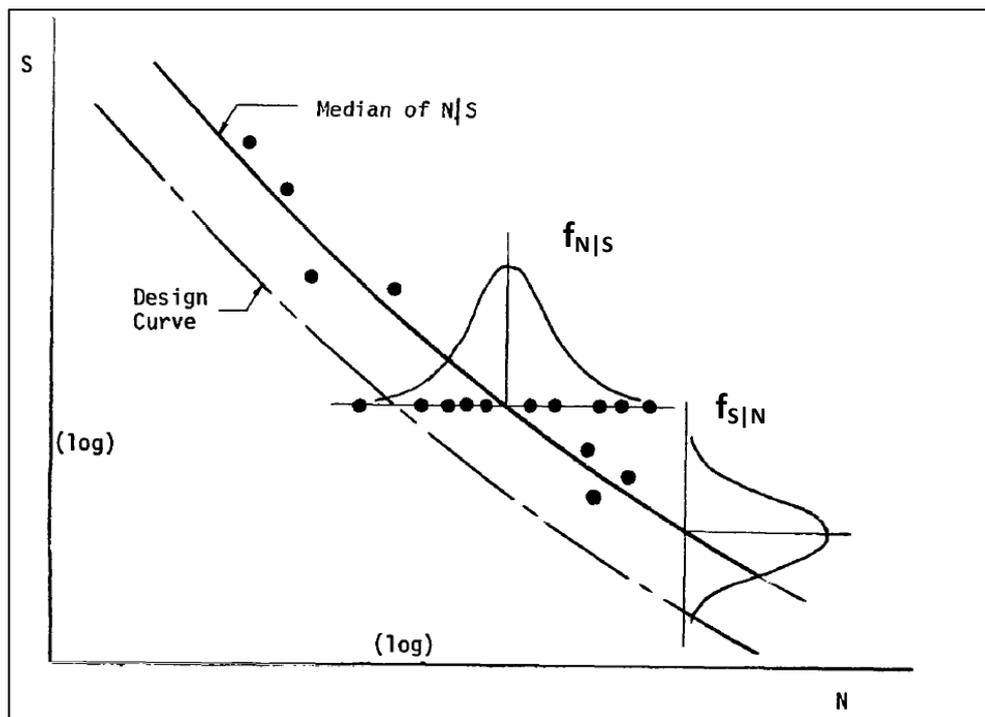
Dove:

$S_0$  = tensione media

$S_u$  = tensione di rottura del materiale

I dati di fatica sono ottenuti testando più componenti dello stesso tipo a diversi livelli di carico variabili, seguenti una prefissata forma d'onda, fino a rottura; tale relazione può essere utilizzata, ad esempio, considerando come “guasto” un innesco visibile di cricca [3]. Va condivisa per questo, a monte della prova, la definizione di guasto.

I risultati che si ottengono da questi test hanno, nella maggioranza dei casi, una *dispersione statistica significativa* che può essere descritta da una adeguata funzione densità di probabilità (pdf), come mostrato qualitativamente in Figura 4.8, dove  $f_{N|S}$  è la pdf di  $N$  per data  $S$  mentre  $f_{S|N}$  è la pdf di  $S$  per data  $N$ .



**Figura 4.8.** Risultati di fatica: dispersione statistica e curva di progetto [16].

L'obiettivo dell'analisi statistica è quello di fornire informazioni riepilogative utili in ambito di progettazione; è pratica comune determinare una curva di progetto, sottostante a quella di regressione, per cui si abbia un elevato livello di affidabilità (es. 90%).

Curva  $\varepsilon$ - $N$ . È adeguata quando un componente, soggetto ad un basso numero di cicli di affaticamento, presenta uno o più intagli in cui si ha un'elevata concentrazione di tensione e una conseguente deformazione sia elastica che plastica localizzata, oppure se, più in generale, un materiale si trova a lavorare, in modo ciclico, in campo elasto-plastico (tensione massima maggiore di quella di snervamento). La relazione utilizzata in questo frangente, è l'equazione di Manson-Coffin:

$$\varepsilon_a = \left( \frac{\sigma_f'}{E} \right) (2N)^b + \varepsilon_f' (2N)^c$$

Dove:

$\varepsilon_a$  = ampiezza di deformazione

$\sigma_f'$  = coefficiente di resistenza a fatica

$E$  = modulo elastico del materiale

$N$  = cicli a rottura

$\varepsilon_f'$  = coefficiente di duttilità a fatica

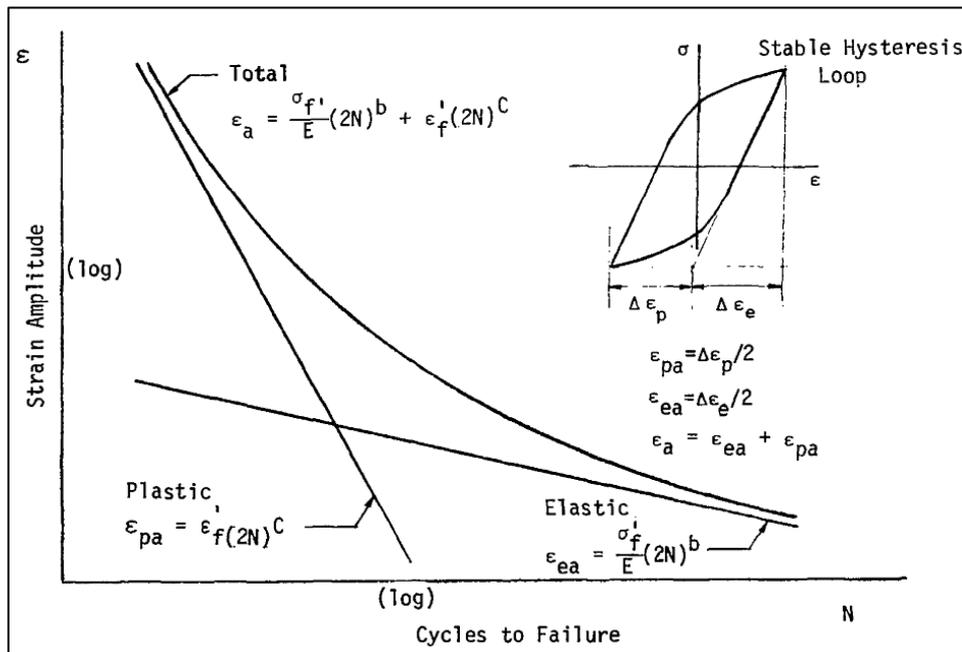
$b$  = esponente di resistenza a fatica

$c$  = esponente di duttilità a fatica

In Figura 4.9 è riportata la tipica curva deformazione-cicli in un piano log-log, con un riepilogo delle varie informazioni correlate alle prove di fatica oligociclica: il ciclo di isteresi stabilizzato del materiale; la retta elastica e la retta plastica che sommate tra loro forniscono la curva di Manson-Coffin.

Il trattamento statistico dei risultati è del tutto analogo a quello seguito per le prove classiche a tensione imposta.

Per approfondimenti sulla fatica si rimanda a [9,17].



**Figura 4.9.** Curva di Manson-Coffin. Retta elastica e retta plastica. Ciclo di isteresi del materiale. [16]

### UTILIZZO DI ALTRI MODELLI FISICI

Fino ad ora si è discusso dei modelli di fatica, che interessano nello specifico il settore meccanico. Esistono altri modelli fisici che riguardano più propriamente altri settori scientifici, di cui si farà unicamente menzione nel seguito, rimandando ai testi e articoli scientifici.

#### 1) Modello di Arrhenius.

Quando il componente/sistema è di tipo chimico, il modello più comunemente utilizzato è quello esponenziale di Arrhenius, che relaziona il tempo medio al guasto ( $t_{0,5}$ ) con la temperatura di funzionamento:

$$t_{0,5} = A \cdot e^{(\Delta E/kT)}$$

In cui:

$A =$  costante;

$k =$  costante di Boltzman  
 $\cong 8,617 \cdot 10^{-5}$  (eV/K)

$\Delta E$  = energia di attivazione (eV);  $T$  = temperatura (K)

In questo caso è la temperatura, che regola le reazioni chimiche, ad essere usata come leva per l'accelerazione.

Tale relazione ha dei limiti di utilizzo: se il sistema chimico in studio coinvolge più reazioni in parallelo, ciascuna delle quali con differente energia di attivazione, il modello di Arrhenius non riesce a prevedere il tempo al guasto dato dalla globalità delle reazioni.

## 2) Modello per cicli di temperatura

Alcuni modi di guasto sono causati dalla temperatura variabile in modo ciclico; tale problema può riscontrarsi sia in ambito meccanico (parti strutturali come dischi e pale di motori per aerei e di turbogeneratori oppure tubi per scambiatori di calore) che elettronico (circuiti integrati e micro giunzioni saldate).

Come nei test di fatica, l'accelerazione del test si può ottenere sia con l'aumento di frequenza che con l'aumento di ampiezza dei cicli. Il modello comunemente utilizzato in queste situazioni è quello di Manson-Coffin [3]:

$$N = \frac{\delta}{(\Delta temp)^{\beta_1}}$$

Dove:

$N$  = numero di cicli a guasto

$\Delta temp$  = intervallo di temperatura testato

$\delta, \beta_1$  = parametri del materiale e della configurazione di prova

In [3] è suggerito  $\beta_1 = 2$  per alcuni metalli mentre  $\beta_1 = 5$  per particolari plastici di circuiti integrati. È abbastanza semplice ricavarsi, nel caso della fatica, sia essa termica o puramente meccanica, l'espressione del fattore di accelerazione:

- *caso di fatica meccanica ad alto numero di cicli:*

$$F.A. \equiv \frac{N}{N_n} = \frac{A \cdot S^m}{A \cdot S_n^m} = \left(\frac{S}{S_n}\right)^m$$

○ *caso di affaticamento termico:*

$$F.A. \equiv \frac{N}{N_n} = \frac{\frac{\delta}{(\Delta temp)^{\beta_1}}}{\frac{\delta}{(\Delta temp_n)^{\beta_1}}} = \left(\frac{\Delta temp}{\Delta temp_n}\right)^{\beta_1}$$

In cui il pedice  $n$  indica *le condizioni di funzionamento nominale*.

La relazione di Manson-Coffin appena mostrata, fu sviluppata come modello empirico per descrivere gli effetti di cicli termici su parti surriscaldate di motori per jet [3].

### 3) Inverse Power-Law

Questa relazione è sovente utilizzata per descrivere l'effetto che sollecitazioni come voltaggio e pressione hanno sulla vita di un componente. Non mancano casi, come in [10], in cui sia stato utilizzato per prevedere guasti prettamente meccanici (dovuti ad es. alla fatica).

La relazione è:

$$L(V) = \frac{1}{KV^c}$$

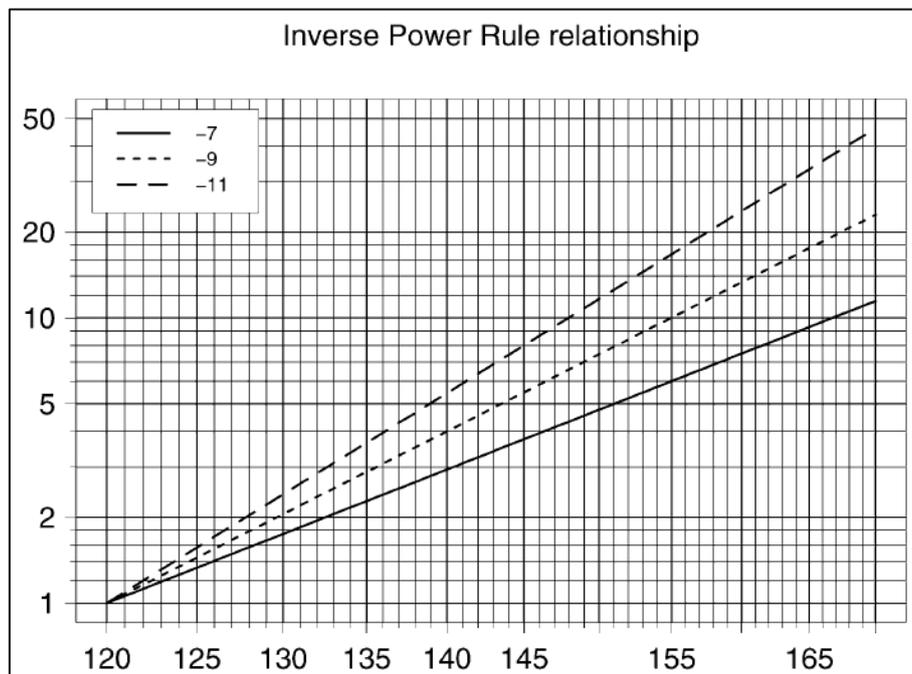
che lega la vita media  $L(V)$  del componente all'entità della sollecitazione  $V$ .  $K$  e  $c$  sono parametri del modello, da determinare;  $c$ , in generale, è negativo.

A tutti gli effetti, questa relazione è del tutto analoga a quella mostrata per la fatica ad alto numero di cicli. Va precisato che questa funzione può essere sì usata nell'ambito della fatica, eccezion fatta per l'affaticamento termico; precisamente, il modello non è idoneo quando sono presenti sollecitazioni termiche.

Detta  $V_n$  la sollecitazione di funzionamento normale, il fattore di accelerazione diviene:

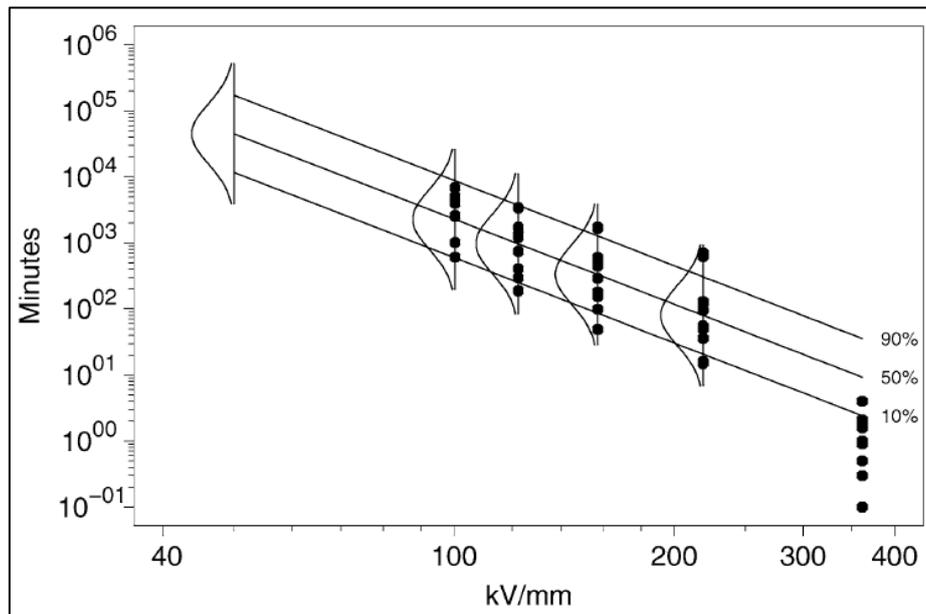
$$F.A. = \frac{L(V)}{L(V_n)} = \frac{1/KV^c}{1/KV_n^c} = \left(\frac{V}{V_n}\right)^{-c}$$

In Figura 4.10 è riportato l'andamento del fattore di accelerazione in funzione della sollecitazione (nel caso specifico è il voltaggio), per diversi valori del parametro  $n$ .



**Figura 4.10.** Relazione fra F.A. (asse y) e sollecitazione V (voltaggio V/mm, asse x), per diversi valori di c. [3]

In Figura 4.11 è mostrato graficamente un esempio di utilizzo della *inverse power-law*. Si evince la stretta somiglianza con le curve di fatica.



**Figura 4.11.** Inverse power-law. Relazione tra voltaggio e tempo al guasto, in coordinate logaritmiche, ottenuta da test su isolanti poliuretanic. Si noti l'analogia con il modello di fatica. [3]

## ***Capitolo 5***

---

### ***Campagna sperimentale***

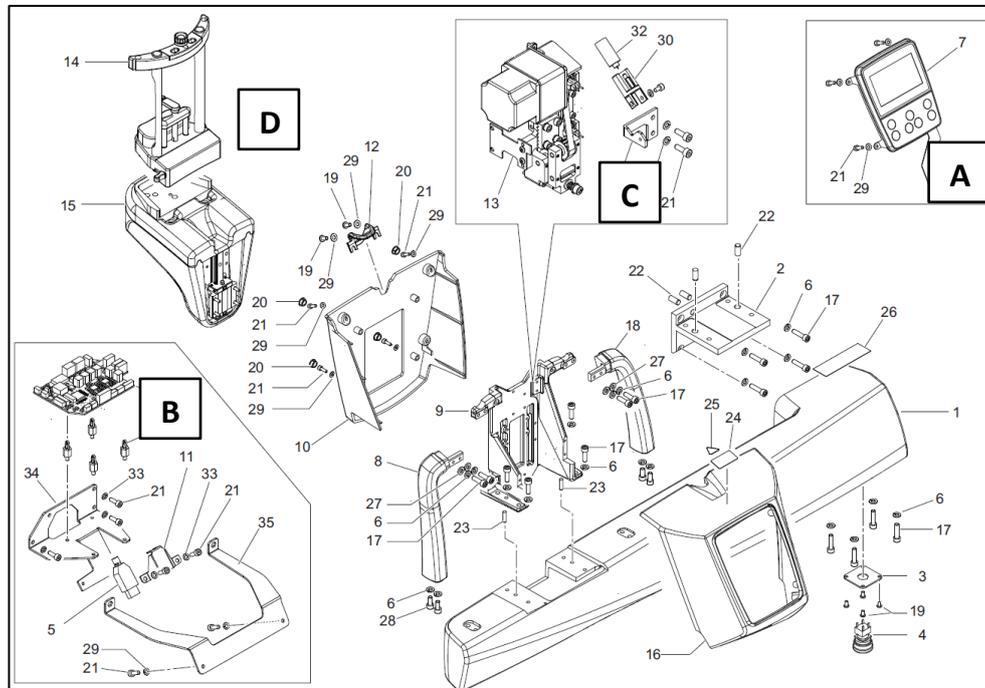
#### **5.1 Premessa**

Come anticipato nei precedenti capitoli, è stato sottoposto a sperimentazione l'ortopantomografo ibrido; più in dettaglio, si è focalizzata l'attenzione su un suo sistema: il braccio paziente. Se ne riporta un esploso in Figura 5.1, in cui si evidenziano i principali sottogruppi funzionali:

- Consolle di controllo
- Sistema di controllo elettronico
- Gruppo di movimentazione del craniostato (parte fissa)
- Craniostato o sistema di fissaggio paziente

Il medico, attraverso la consolle di controllo, può selezionare la tipologia di esame al quale sottoporre il paziente e regolare precisamente la posizione del craniostato all'altezza dell'individuo da esaminare. Il sistema di controllo elettronico, in base agli ordini impartiti dal dottore tramite la consolle, comanda il gruppo di movimentazione del craniostato, essenzialmente un azionamento elettromeccanico con trasmissione del moto del tipo a cinghia dentata,

che trasla verticalmente il sistema di fissaggio paziente all'altezza voluta.



**Figura 5.1.** Esploso del braccio paziente. In evidenza i principali sottogruppi: *consolle di controllo (A)*, *controllo elettronico (B)*, *gruppo di movimentazione del cranio stato (C)* e *cranio stato (D)*. [1]

La scelta del braccio paziente come oggetto dei test, è derivata dal fatto che tale sistema, a differenza degli altri macro-gruppi della macchina, ha subito una forte evoluzione costruttiva che lo ha portato a differenziarsi completamente dall'analogo presente sugli ortopantomografi classici (non ibridi) quali, ad esempio, l'Hyperion X7; in Figura 5.2 sono riportate le due macchine a confronto. Per questo motivo, si è ritenuto interessante e fondamentale concentrare lo studio su questi componenti, in modo da generare uno storico da utilizzare come termine di paragone per sviluppi e miglioramenti futuri.



**Figura 5.2.** Differenze tra braccio paziente di Hyperion X7 (sx) e di Hyperion X9 (dx). [1,14]

Il presente capitolo illustra la campagna sperimentale messa a punto e condotta sui sottogruppi più prettamente meccanici; per ciascuna parte, il lavoro è stato così organizzato:

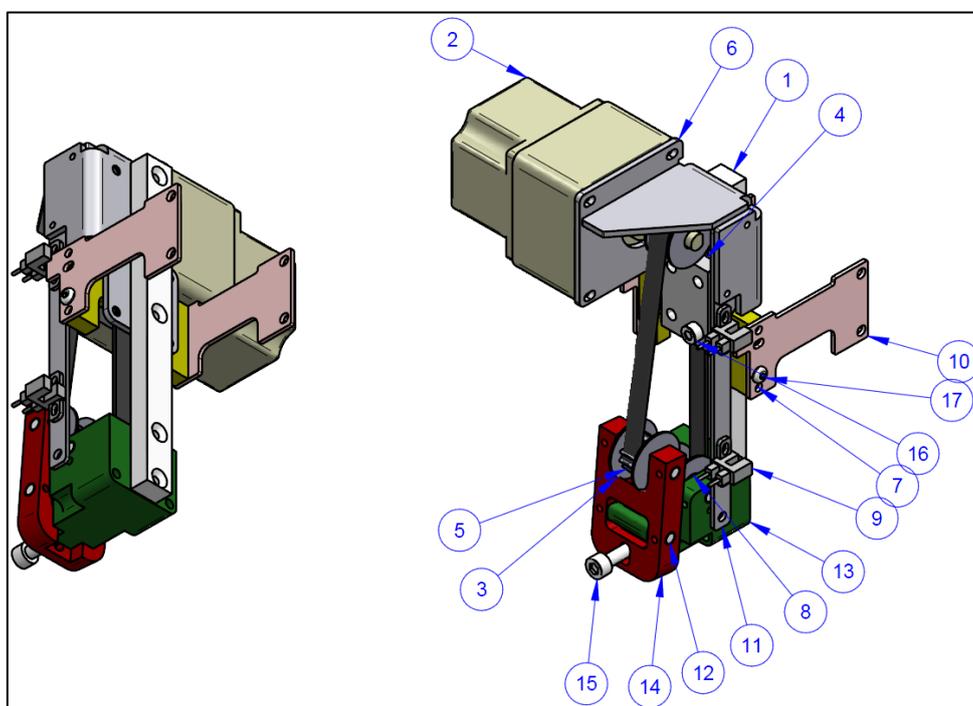
1. analisi dell'architettura e della funzione del sistema.
2. individuazione della tipologia di prova sperimentale di affidabilità ritenuta idonea per testare le prestazioni (in riferimento allo stato dell'arte sintetizzato al capitolo precedente).
3. definizione degli obiettivi di prova.
4. pianificazione della prova con descrizione del metodo seguito e delle attrezzature utilizzate.
5. report di prova relativo alla conduzione dell'esperimento.
6. risultati di prova con verifica del raggiungimento degli obiettivi prefissati.

Come macro-obiettivi di prova, ovvero validi per ciascuna parte, ci si è posti: la **verifica strutturale** e la verifica di **affidabilità** del sistema, inclusa l'**individuazione di eventuali criticità** (elementi deboli).

## 5.2 Gruppo di movimentazione del craniostato

### ANALISI DEL FUNZIONAMENTO

Il meccanismo di sollevamento a cinghia dentata con tendicinghia deve sollevare e abbassare il craniostato per regolarlo all'altezza del mento del paziente (la colonna telescopica della macchina, invece, si porta all'altezza del paziente); di seguito si allega uno schema assonometrico dell'azionamento elettromeccanico [1] in questione, con la lista dei componenti:



17	VITE T/BOMB EI M4X10 10.9 ZINC	1
16	VITE TCEI M5X14 8.8 ZINC UNI 5931	1
15	VITE TCEI M6X25 8.8 ZINC UNI 5931	1
14	ASTA TENDICINGHIA MENTONIERA	1
13	BLOCCH. SUPPORTO PULEGGIA FOLLE MENTONIERA	1
12	SPINA PULEGGIA FOLLE MENTONIERA	3
11	LAM. FISS. FOTOCELLULA MENTONIERA	1
10	STAFFA TRASLAZ MENTONIERA OPT IBRIDO	2
9	IMP.EL. FINECORSO GIOSTRA OPT IBRIDO	2
8	Cuscinetti puleggia condotta	2
7	CURSORE CINGHIA MENTONIERA	1
6	LAM. SUPPORTO MOTORE MENTONIERA	1
5	CINGHIA - RPP 5M-9-1065	1
4	PIASTRA DI BLOCCAGGIO POGGI BT COD. 54F0010	1
3	PULEGGIA 12 RPP 5M-9-6F CONDOTTA	3
2	MOTORE PP + Rid. 36:1 (OR. MOT. PK264AE-SG36)	1
1	BARRA RIFER PROTOTIPO MENTONIERA	1
Pos	Denominazione	Qta

Un motore elettrico, del tipo passo-passo (2), trasmette potenza per mezzo di una cinghia dentata (5) la quale si avvolge su tre pulegge:

- la puleggia motrice, calettata sull'albero motore
- la puleggia condotta, montata folle su una spina collegata al supporto (13)
- il galoppino (3), connesso all'asta tendicinghia (14) per mezzo di una spina, sulla quale è folle.

L'asta tendicinghia è collegata al blocchetto di supporto per mezzo di una spina (12) attorno alla quale può ruotare; attraverso l'avvitamento della vite (15) al blocchetto di supporto, si va a pretensionare la cinghia, per azione di una molla inserita tra il sotto-testa della vite e l'asta tendicinghia. Il ruolo fondamentale della molla (componente 22 in Figura 5.3) è quello di compensare eventuali variazioni di tensione della cinghia.

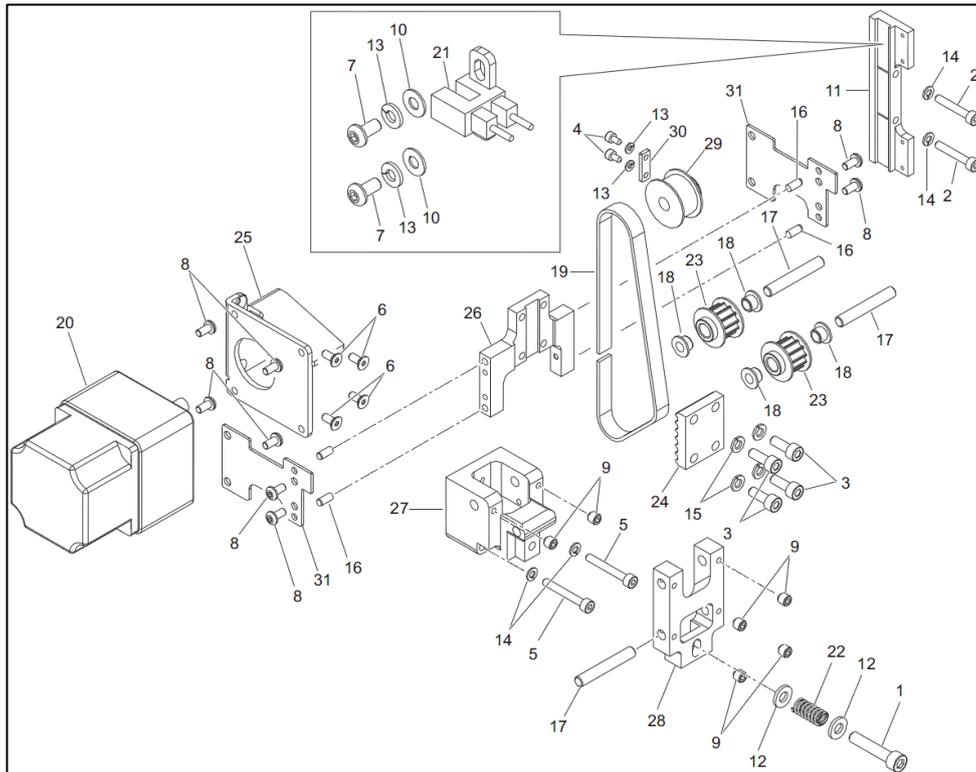
Il moto traslatorio della cinghia viene trasmesso a due staffe (10), per mezzo della piastra di bloccaggio (4); le due staffe sono a loro volta connesse al sistema di fissaggio paziente che si muove solidalmente ad esse. Due fotocellule (9) definiscono i fine-corsa delle staffe.

In Figura 5.3 si riporta un esploso che chiarisce il montaggio del meccanismo.

In Figura 5.4 è mostrato il collegamento tra l'azionamento e il gruppo di fissaggio paziente: ciascuna delle due staffe (9) è connessa alla piastra (5) mediante due viti; la piastra, a sua volta, è solidale alla guida trapezoidale (6) a ricircolo di sfere, il cui carrello flangiato è fissato alla fusione del braccio paziente. I due supporti (4) del craniostato sono fissati alla piastra (5) per mezzo di quattro viti. Dunque, il carrello è fisso mentre staffe, piastra, guida e supporti sono mobili.

### ***DEFINIZIONE OBIETTIVI DI PROVA***

Compreso il funzionamento del meccanismo, si individua il seguente *obiettivo prestazionale*: nella vita media stimata dell'azionamento dev'essere garantita la corsa verticale prefissata delle staffe.

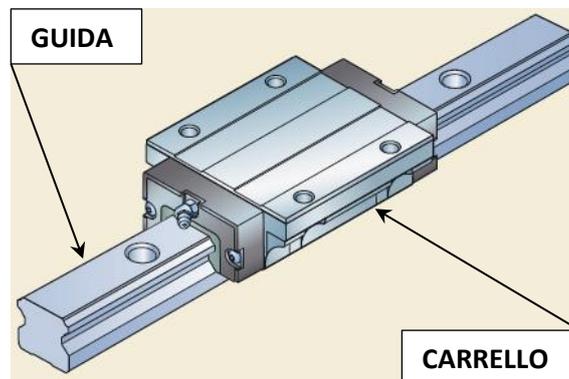
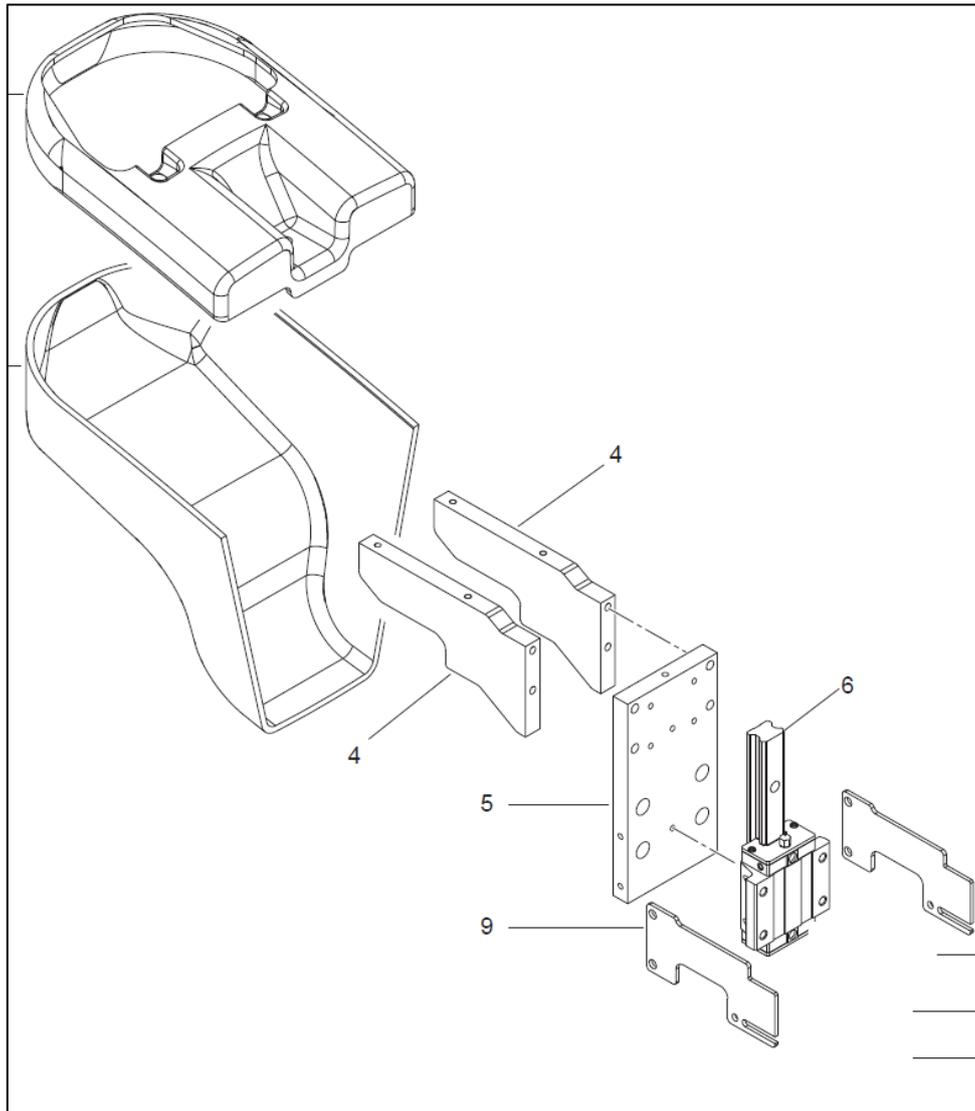


**Figura 5.3.** Esploso del gruppo movimentazione craniostato. Montaggio dei componenti. [1]

Considerato che il gruppo funzionerà in esercizio in modo ciclico, si è deciso di approntare una **prova ciclica di verifica dell'affidabilità**; questo tipo di prova è volta a verificare che il sistema oggetto di studio assolvà la funzione per cui è stato progettato, nel tempo/vita media stimata, identificando eventuali criticità di funzionamento ed elementi deboli.

### ***PIANIFICAZIONE DELLA PROVA***

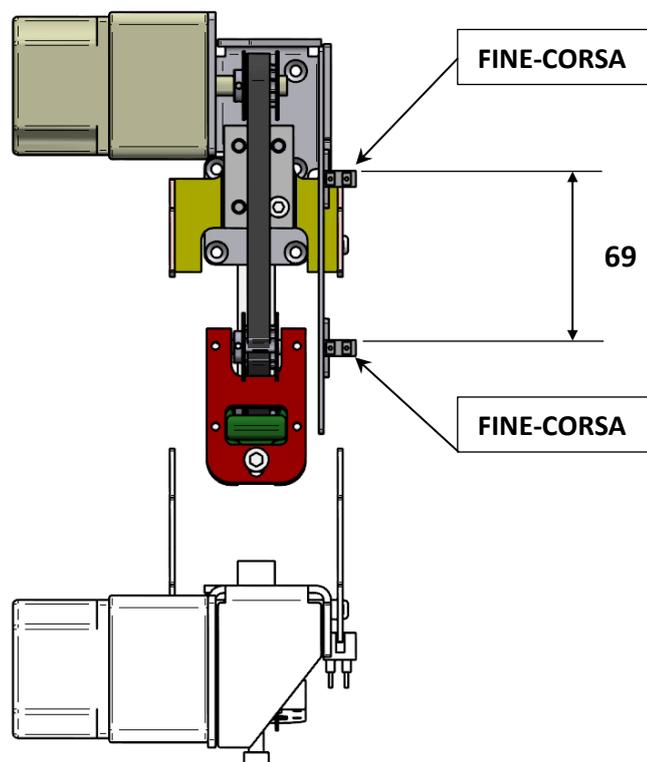
Visti e considerati gli obiettivi di prova, è stato deciso di sottoporre il gruppo a funzionamento in continuo, operando quindi una accelerazione della prova mediante eliminazione dei tempi di pausa (off-time), applicando un opportuno carico e sovraccarico di progetto che simuli, in sicurezza, le condizioni di esercizio.



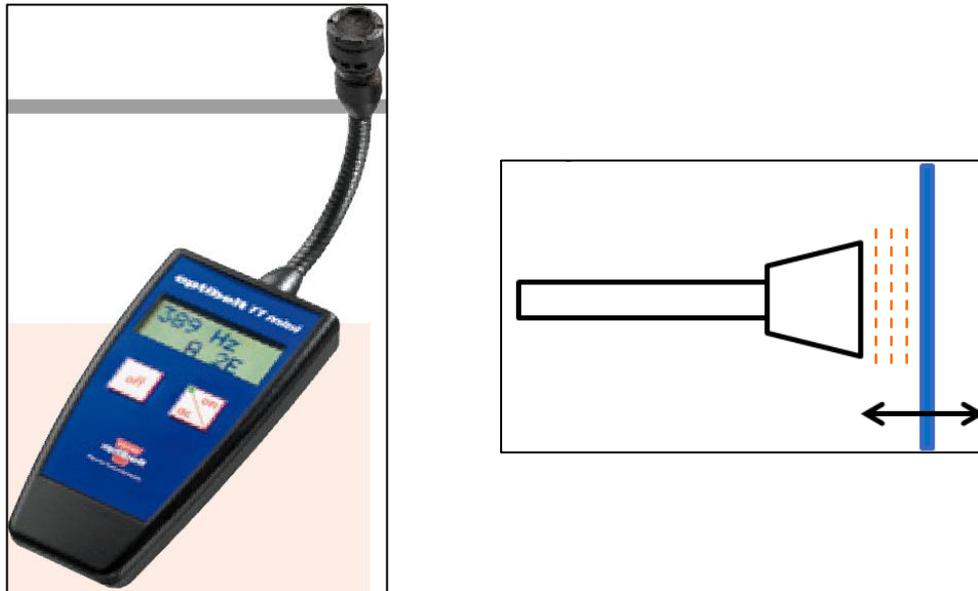
**Figura 5.4.** Connessione delle staffe di traslazione al gruppo di supporto del craniostato [1]. Dettaglio guida trapezoidale a ricircolo di sfere [18].

I **parametri di controllo** della prova sono stati:

- *la corsa delle staffe*: un sistema di controllo elettronico dedicato, ha permesso di monitorare il funzionamento del sistema, contando i cicli di funzionamento e rilevando eventuali perdite di passi di simulazione. La corsa, infatti, dev'essere garantita in un tempo preciso, definito dalla velocità di trascinamento imposta dall'equilibrio tra coppia motrice e coppia resistente. Vedi Figura 5.5 per la definizione della corsa.
- *la tensione statica della cinghia*: la tensione della cinghia può causare, in caso di sua diminuzione, un errore nel sistema di controllo perché, evidentemente, causa perdita di passi di simulazione. Per questo motivo si è misurata indirettamente tale tensione (sotto carico) prima dell'avvio della prova, in concomitanza di eventuali errori di simulazione e a fine prova. Vedi Figura 5.6 per la misura della tensione della cinghia.



**Figura 5.5** Definizione della corsa di traslazione. Quote in mm. [1]



**Figura 5.6** Misura indiretta della tensione della cinghia. Strumento di misura: rilevatore di frequenza [19] (sx) e rilievo della misura (dx).

La misura della tensione della cinghia si effettua indirettamente rilevando la frequenza di vibrazione acustica della stessa; per fare questo si utilizza un dispositivo, riportato in Figura 5.6, il cui funzionamento è assimilabile a quello di un fonometro. Si procede posizionando il sensore dello strumento di fronte alla cinghia sotto carico e, con le dita o con strumento adeguato, si tira e poi si rilascia la cinghia lasciandola libera di vibrare. Il dispositivo di misura rileva fino a 4 valori consecutivi di frequenza di vibrazione acustica, riportando in output su schermo il valore medio in hertz (Hz).

La formula che lega la frequenza misurata alla tensione statica della cinghia, in accordo a quanto proposto dalla casa costruttrice dello strumento [19], è:

$$T = 4 \cdot q \cdot t^2 \cdot f^2$$

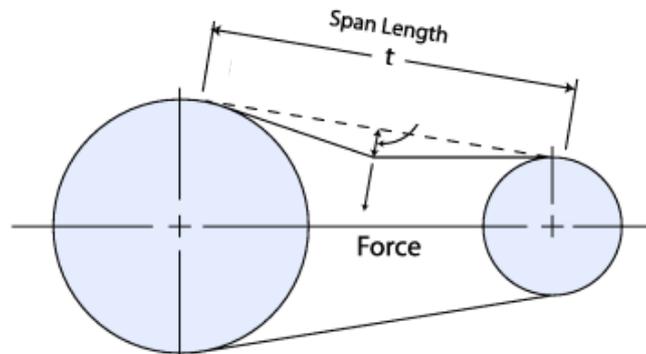
In cui:

$q$  = massa per unità di lunghezza (kg/m)

$t$  = lunghezza di campata (*span lenght*) (m)

$f$  = frequenza di vibrazione rilevata dallo strumento (Hz)

$T$  = tensione statica della cinghia (N)



Definiti i parametri di controllo, si passa a definire il **numero di cicli di prova**.

*Dati di esercizio:*

PERIODO DI SIMULAZIONE (anni)	5
UTILIZZO ANNUO (giorni/anno)	200
ESAMI GIORNALIERI (n° esami/giorno)	30
PERCENTUALE ESAMI CHE COINVOLGONO IL MECCANISMO	33%
FREQUENZA ESAMI (n°esami/minuti)	1/16

*Definizioni:*

Ciclo di prova: movimento verticale colonna Hyperion X9 + corsa verticale gruppo di movimentazione del craniostato.

Ciclo di funzionamento del gruppo: corsa di salita + corsa di discesa.

*Definizione dei cicli di funzionamento:*

Si è considerata una percentuale di esami più cautelativa ovvero pari al 40% anziché uguale al 33% come da tabella dati:

$$5 \text{ anni} \times 200 \text{ gg/anno} = 1000 \text{ gg}$$

$$1000 \text{ gg} \times 30 \text{ esami/gg} = 30.000 \text{ esami}$$

$$40/100 \times 30 \times 10^3 \text{ esami} = 12.000 \text{ cicli del gruppo}$$

$$12 \times 10^3 \text{ cicli mentoniera} \times 2 = 24.000 \text{ corse}$$

La durata del test dovrà dunque comprendere almeno **12.000 cicli** ovvero 24.000 corse del sistema. Il sistema di controllo, in particolare, conta i cicli.

Il passo successivo ha riguardato la **stima del carico** gravante sul gruppo. Per fare questo va fatta una breve considerazione preliminare. Sui due supporti del craniostato, grava un peso dato dalle parti costitutive del craniostato e, in particolare, dal paziente che appoggia il proprio mento sul sistema di fissaggio.

Si è proceduto come segue:

- Stima del peso della testa umana: definizione volume approssimato e utilizzo densità dell'acqua.
- Rilevazione sperimentale forza scaricata sui supporti.

*Definizione del carico:*

Nella seguente tabella sono riportate misure craniche medie rappresentative, suddivise per Stato, relative a lunghezza cranica (Lu) e a larghezza cranica (La), estrapolate da [5].

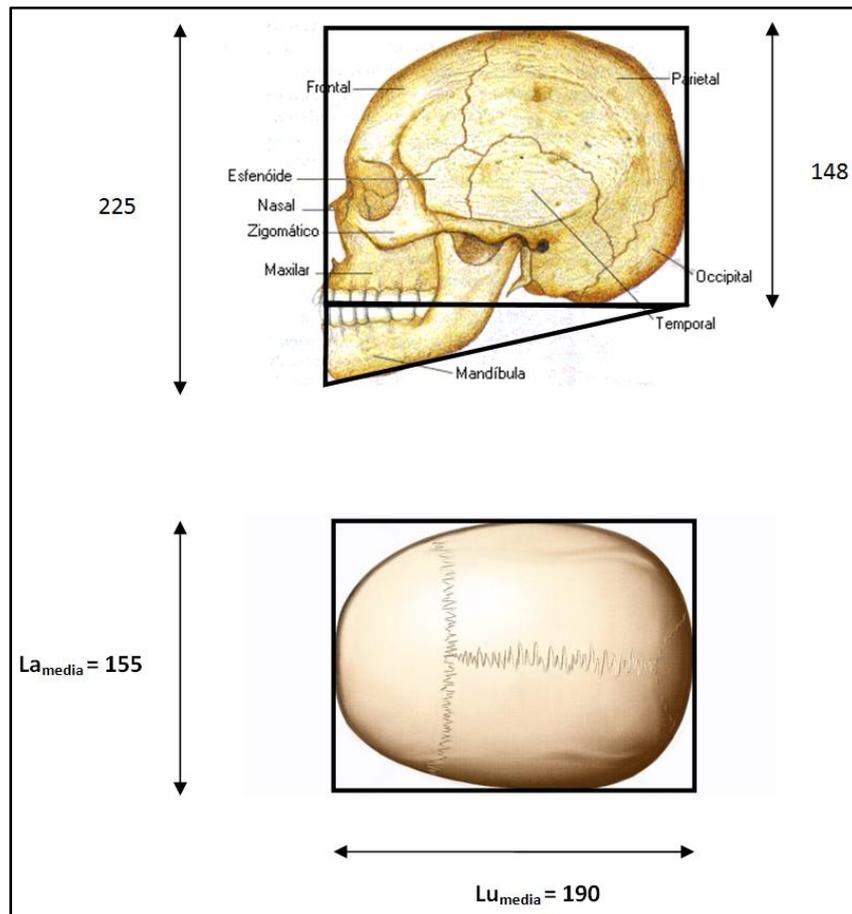
<b>Stato</b>	<b>Lu (mm)</b>	<b>La (mm)</b>
USA	196	155
GERMANIA	196	155
ITALIA	193	155
FRANCIA	191	150
GIAPPONE	185	155
CINA	180	160

Da queste si valutano lunghezza media e larghezza media craniche:

$$Lu_{media} = \frac{\sum_{i=1}^{n=6} Lu_i}{6} = \frac{196 + 196 + \dots + 180}{6} = 190 \text{ mm}$$

$$La_{media} = \frac{\sum_{i=1}^{n=6} La_i}{6} = \frac{155 + 155 + \dots + 160}{6} = 155 \text{ mm}$$

In Figura 5.7 è schematizzato il volume approssimato della testa del paziente [5].



**Figura 5.7** Definizione volume approssimato (contorno nero) della testa del paziente. Misure medie in mm. [5]

Segue, dunque, il calcolo del volume:

$$V = (190 \times 155) \times 148 + (190 \times 155) \times (225-148) \times 0,5 = 5,492 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

Per la stima della massa cranica teorica del paziente, si è scelto di utilizzare come densità di riferimento quella dell'acqua, costituente il corpo umano per circa il 75% in peso.  $\rho_{\text{acqua}} = 1000 \text{ kg/m}^3$ .

$$m_{\text{testa}} = 1000 \text{ kg/m}^3 \times 5,492 \times 10^{-3} \text{ m}^3 = 5,49 \text{ kg}$$

Per avere valori indicativi del peso scaricato effettivamente dal paziente sul mentostato, sono stati coinvolti alcuni volontari della sala prove: uno ad uno, in posizione seduta, hanno appoggiato il mento sulla bilancia (*sensibilità bilancia*: 10 g; *campo di misura*: 200 g ÷ 30 kg). Di seguito i valori rilevati:

<b>VOLONTARIO</b>	<b>MASSA RILEVATA (kg)</b>
<b>1</b>	<b>2,00</b>
<b>2</b>	<b>2,80</b>
<b>3</b>	<b>2,00</b>
<b>4</b>	<b>2,00</b>
<b>5</b>	<b>2,50</b>
<b>6</b>	<b>3,00</b>

Sebbene il campione non sia statisticamente significativo, visto l'esiguo numero di misure, si può comunque sfruttare per identificare in prima approssimazione la percentuale di peso scaricato direttamente sul sistema; la media delle misure vale circa 2,38 kg per cui si ottiene:

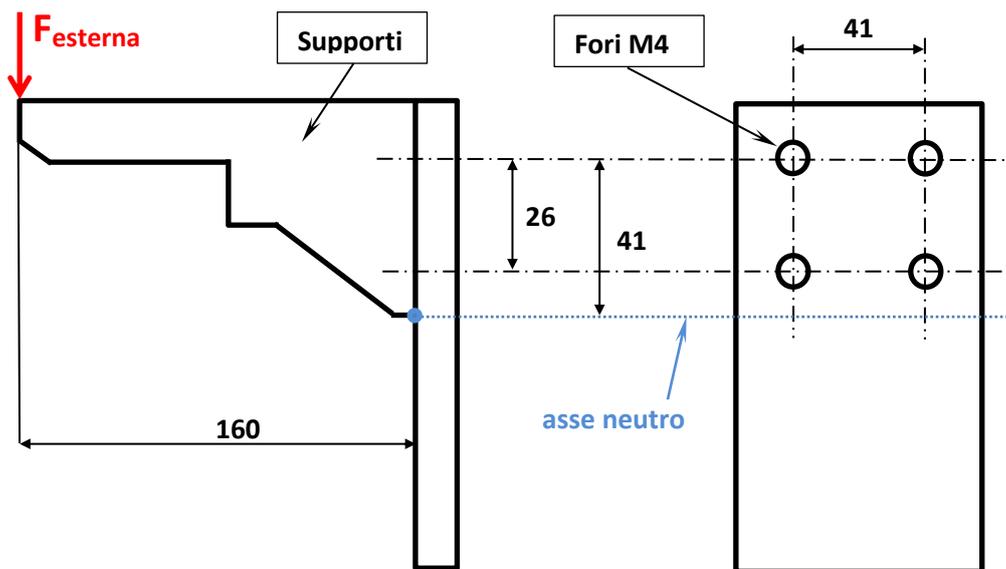
$$\frac{2,38}{5,49} = 0,43$$

cioè circa il 43% della massa cranica viene scaricata sul sistema.  
 Per definire il carico di prova, si è considerata la media delle misure con un sovraccarico proporzionale al coefficiente di sicurezza CS; definendo CS=4, data l'incertezza sui carichi, si stima una forza esterna pari a:

$$F_{esterna} = 2,38 \times 4 = 9,53 \text{ kg}$$

Il **carico di prova** è stato scelto, dunque, uguale a **10 kg (100 N)**.

Si è verificato poi il carico massimo sopportabile dai **due supporti**, tenuto conto che sono fissati alla piastra per mezzo di quattro viti: **fori M4** profondi 7 mm. Di seguito lo schema di calcolo con quote in mm:



Come detto, si vuole stimare la  $F_{esterna}$  massima; sia  $F_{esterna,MAX}$ . Si assume che tale forza di ripartisca equamente sui due supporti e che la piastra sia molto più rigida dei due, determinando la posizione dell'asse neutro in figura. Come condizione peggiorativa, si è considerata la forza alla massima distanza dalla piastra.

Chiaramente, le due viti più sollecitate sono quelle a maggior distanza dall'asse neutro per cui, a favore di sicurezza, solo su di esse si è basato il calcolo.

Momento flettente massimo sulla singola vite:

$$M_f = \frac{F_{esterna,MAX}}{2} \cdot 160 = 80 \cdot F_{esterna}$$

La forza assiale  $F_{a,MAX}$  sulla vite deriva dalla seguente uguaglianza dei momenti flettenti:

$$F_{a,MAX} \cdot 41 = 80 \cdot F_{esterna,MAX} \rightarrow F_{a,MAX} \cong 1,95 \cdot F_{esterna,MAX}$$

La tensione di tipo  $\sigma$  generata dalla  $F_a$  è calcolabile nota la sezione resistente della vite:  $A_t = 8,78 \text{ mm}^2$ , estrapolata da [20].

$$\sigma_{MAX} = \frac{F_{a,MAX}}{A_t} = \frac{1,95 \cdot F_{esterna,MAX}}{8,78}$$

Il materiale costitutivo dei supporti è una lega di alluminio la cui tensione di snervamento è pari a 80 MPa. Segue, dunque, il valore della forza esterna massima (trascurando lo sforzo di taglio):

$$\sigma_{MAX} = \frac{1,95 \cdot F_{esterna,MAX}}{8,78} = \sigma_{amm} = 80 \text{ MPa}$$

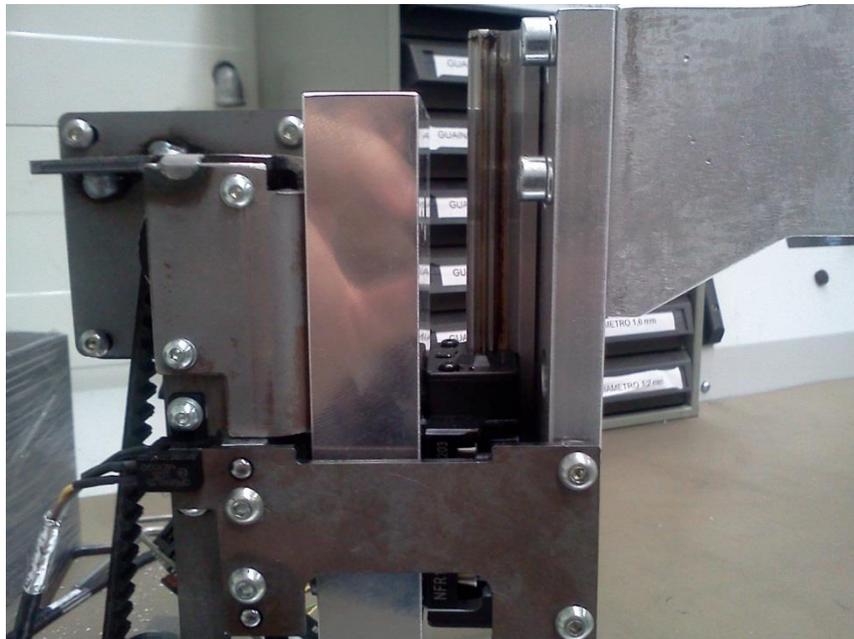
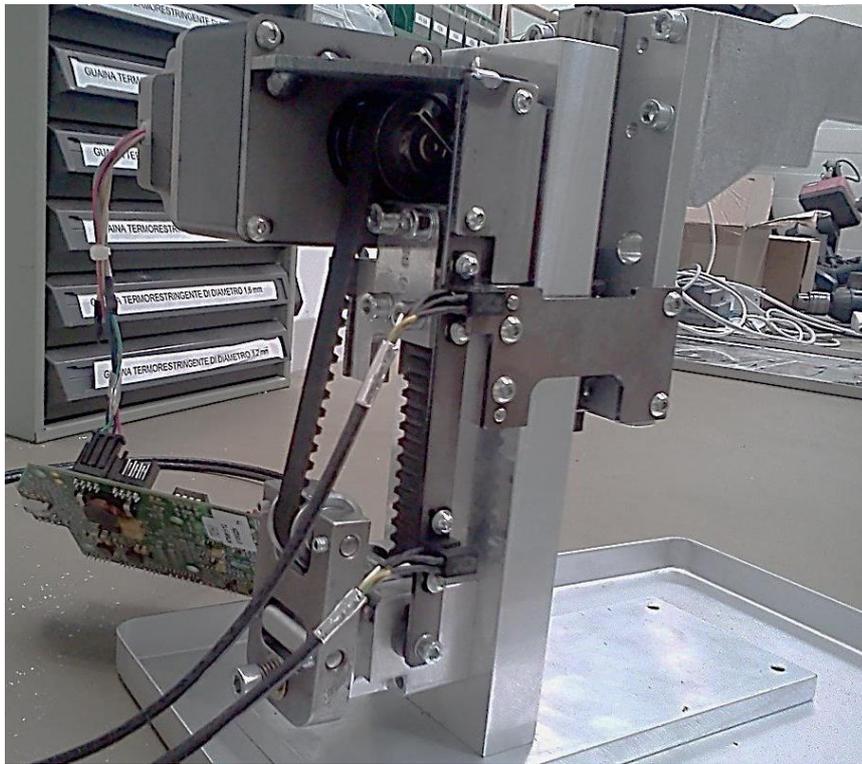
$$F_{esterna,MAX} \cong 360 \text{ N}$$

Testando un carico di 10 kg siamo, quindi, ben al di sotto del carico limite, pari a circa 36 kg.

### **REPORT DI PROVA**

Sono stati testati due prototipi del sistema: uno collegato ad un tool di collaudo e l'altro montato direttamente sulla macchina di prova. Si vedano le Figure 5.8 e 5.9.

In tabella 5.I si elencano i dati riepilogativi di prova.



**Figura 5.8.** Apparecchio di collaudo del prototipo del sistema di movimentazione del craniostato.



**Figura 5.9-A.** Gruppo di movimentazione sulla macchina di prova.



**Figura 5.9-B.** Gruppo di movimentazione sulla macchina di prova.

COPPIA MOTRICE MASSIMA (Nmm)	4095
COPPIA MOTRICE TESTATA (Nmm)	3276
CICLI TESTATI (n° cicli)	12.000
CARICO TESTATO (kg)	10
MASSA/LUNGHEZZA CINGHIA $q$ (kg/m)	$18 \cdot 10^{-3}$
LUNGHEZZA DI CAMPATA CINGHIA $t$ (mm)	$110,0 \pm 1,0$
FREQUENZA DI VIBRAZIONE CINGHIA $f$ (Hz)	$186,0 \pm 1,4$

**Tabella 5.I.** Dati di prova.

La frequenza di vibrazione acustica della cinghia, misurata ad inizio prova e riportata in Tabella 5.I, è la media di più misure con errore pari alla stima della deviazione standard [27]:

185 Hz	185 Hz	188 Hz	185 Hz
187 Hz	185 Hz	184 Hz	187 Hz

Con i dati della cinghia, si calcola allora la tensione statica con un errore stimato secondo quanto suggerito in [27] per le misure indirette:

$$T = 4 \cdot q \cdot t^2 \cdot f^2 = 4 * 18 \cdot 10^{-3} * (110 \cdot 10^{-3})^2 * 186^2 \cong$$

$$\cong (30,14 \pm 1,00) N \quad (\text{Vedi Appendice.})$$

Il gruppo è stato sottoposto a funzionamento continuo per un totale di cicli pari a 12.000 con applicati 10 kg sia in salita che in discesa e coppia motrice pari all' 80% di quella massima. Per questa applicazione, dato il basso riscaldamento in cui incorrono questi tipi di motori elettrici (anche se funzionanti in continuo), non si è ritenuto necessario apportare modifiche per raffreddarlo.

A circa 2500 cicli testati, il sistema di prova si è interrotto: il problema era dato dalla puleggia motrice, che trasmette potenza dal motore alla cinghia, la quale slittava rispetto all'albero conduttore. Tale puleggia è stata sostituita con una nuova, in cui è garantito il corretto fissaggio all'albero motore. Si è riverificata la tensione della cinghia, la quale non ha subito variazioni. Non sono sorti altri errori di funzionamento durante la prova: al termine del test non si sono riscontrate differenze di tensionamento della cinghia.

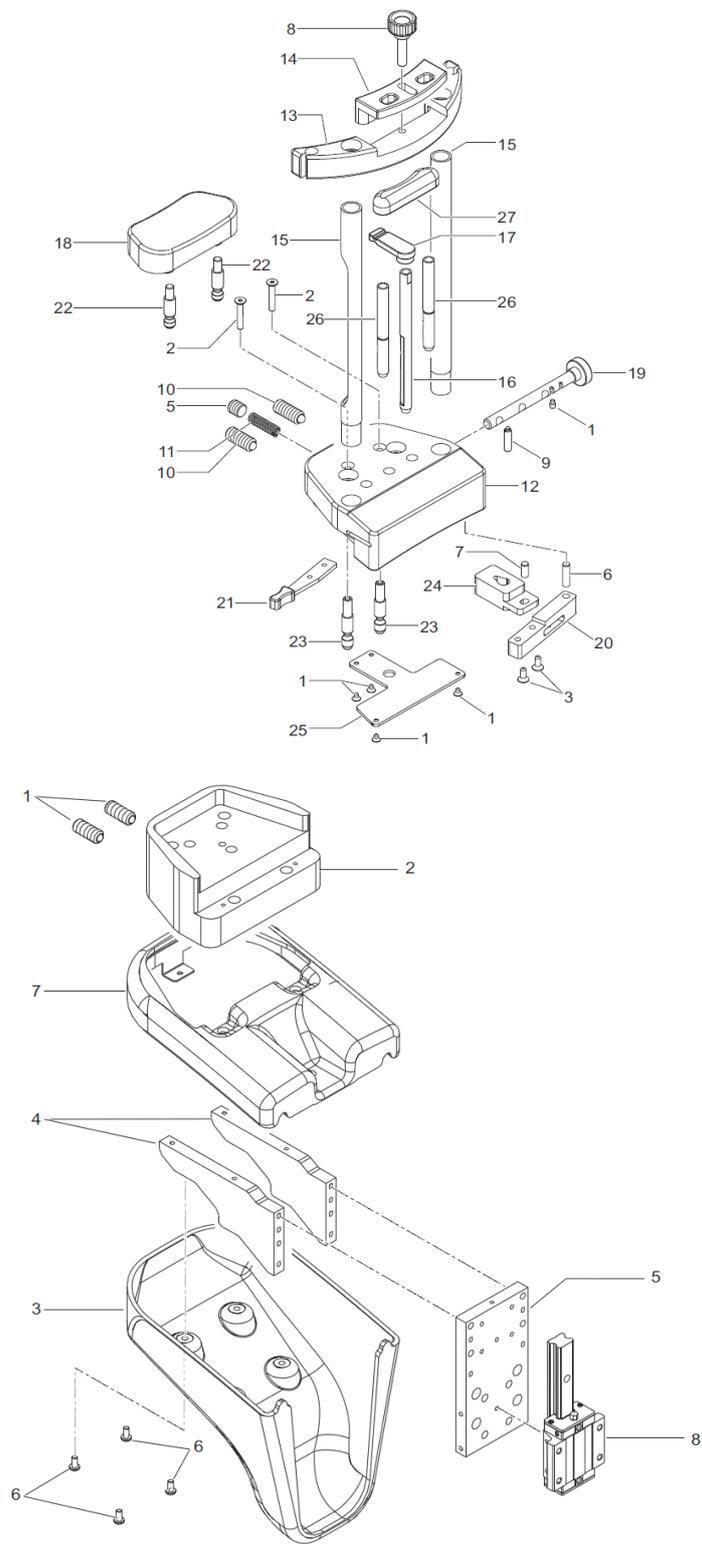
## ***ESITO DELLA PROVA***

Si ritiene verificata l'affidabilità del sistema che, oltre i 12.000 cicli, svolge ancora correttamente la sua funzione, ovvero movimentata il carico nella corsa stabilita e nei tempi stabiliti. Non sono state riscontrate anomalie strutturali del meccanismo che ne abbiano compromesso il funzionamento. L'**esito** della prova è **positivo**.

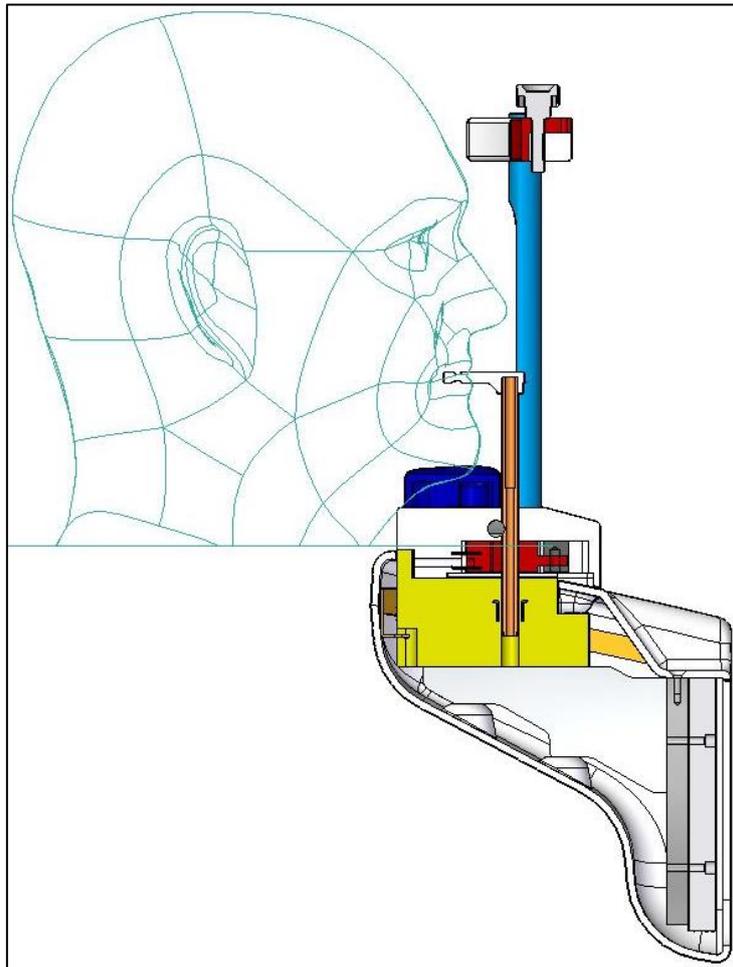
### **5.3 Gruppo craniostato**

Il gruppo successivo preso in analisi è il craniostato, il cui schema di montaggio è riportato in Figura 5.10; i due supporti (4), trascinati in verticale dall'azionamento discusso al paragrafo precedente, reggono la base di fissaggio (2) del craniostato il quale è collegato ad essa mediante due spine (23) mantenute in posizione da due pressori a sfera (10). La particolare forma delle spine e l'utilizzo di pressori a sfera, permette un facile e rapido montaggio/smontaggio manuale dell'intero craniostato, scomponibile essenzialmente nelle seguenti due parti funzionalmente indipendenti:

- un meccanismo, contenuto nella scatola (12), che permette al dottore di bloccare manualmente, nella posizione verticale voluta mediante la leva (21), la cannetta (16) e il relativo "morso" (17), così chiamato perché tenuto stretto tra i denti dal paziente durante l'esame. (Si veda la successiva Figura 5.11 per il posizionamento del paziente sul craniostato). Tale meccanismo è denominato *meccanismo di bloccaggio morso*.
- un sistema di sostegno costituito da due aste verticali (15), fissate alla base (12), e da un elemento trasversale (13) scorrevole lungo le aste, che funge da ferma-fronte per il paziente. L'elemento (14) va portato a contatto con la fronte del paziente e poi fissato in quella posizione mediante il pomello (8). (Si veda nuovamente la Figura 5.11 per il posizionamento paziente). Questo sistema è denominato *sostegno ferma-fronte*.



**Figura 5.10.** Esploso del gruppo craniostato [1].



**Figura 5.11.** Posizionamento del paziente sul craniostato [1].

Il paziente, inoltre, si appoggia col mento sul componente (18), chiamato *poggia-mento*, collegato alla base (12) mediante due spine (22) anch'esse mantenute in posizione da due pressori a sfera (10), permettendo così un facile smontaggio e montaggio per esigenze di pulizia. È attraverso il poggia-mento che il paziente scarica una forza verticale nominale di circa 25 N, così come è stata definita al paragrafo precedente e gravante direttamente sui due supporti (4).

In Figura 5.12 si riportano due sezioni verticali del craniostato, in cui si può meglio apprezzare la connessione mediante spine e pressori a sfera; un dettaglio di questi ultimi è mostrato, a titolo indicativo, in Figura 5.13.

Nel seguito, si illustrano le prove eseguite sulle due parti del sistema.

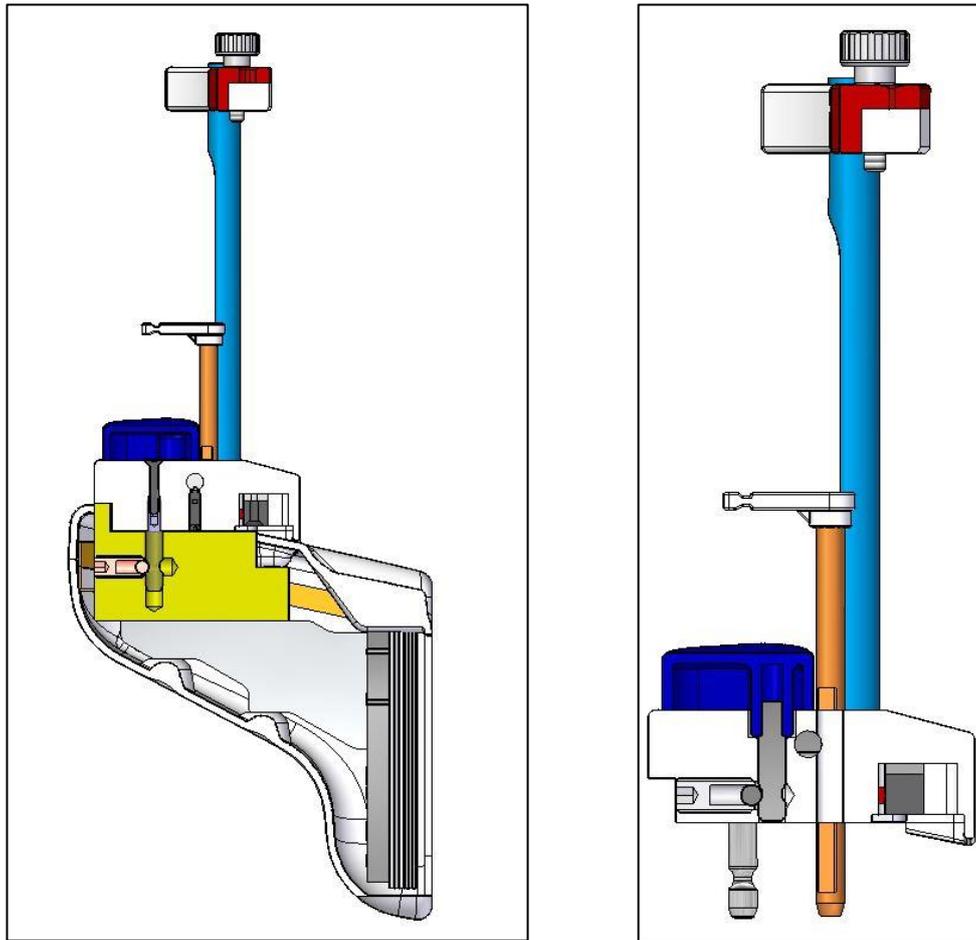


Figura 5.12. Sezioni del craniostato [1].

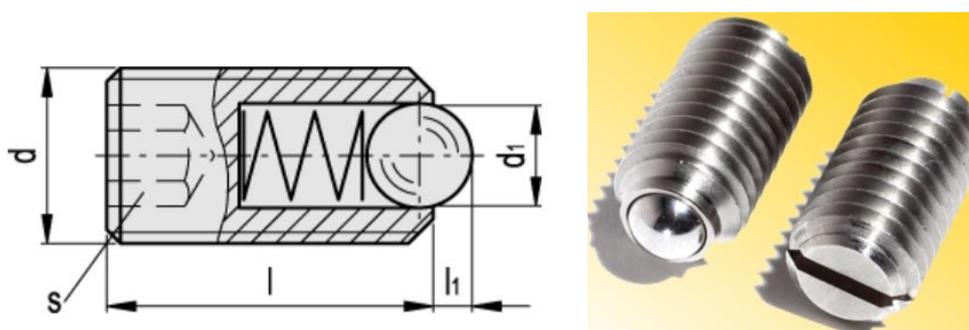


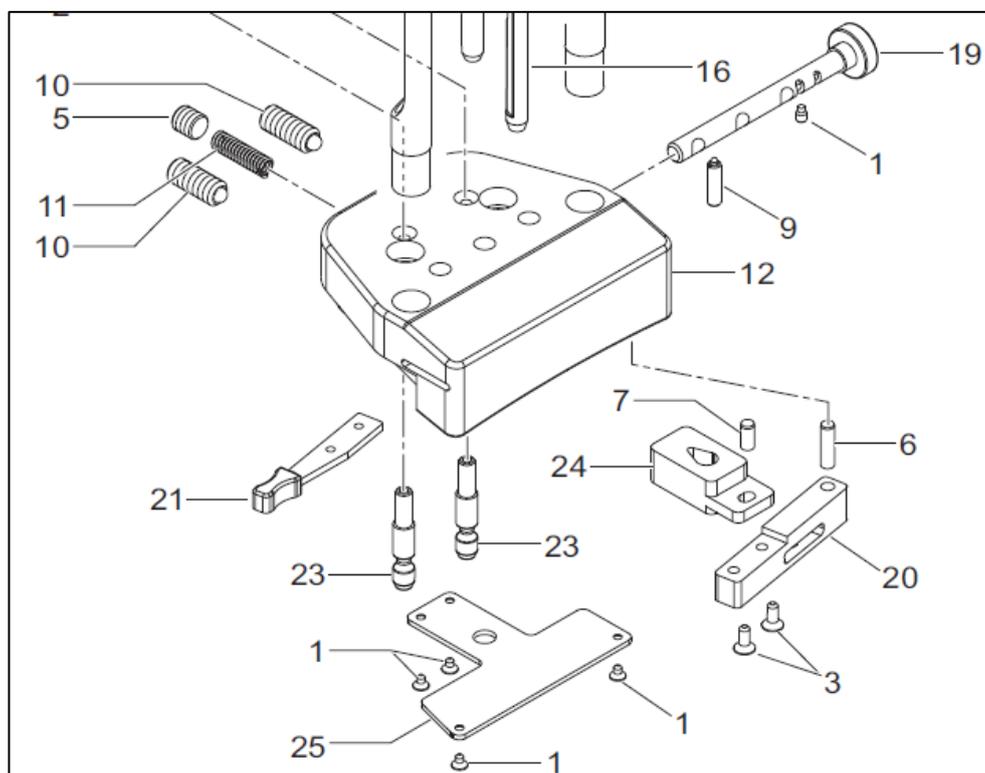
Figura 5.13. Pressori filettati a sfera [21]. Una molla interna permette alla sfera di arretrare al massimo della quantità  $l_1$  se soggetta ad una certa forza assiale, il cui valore è proporzionale alla rigidità della molla stessa.

### 5.3.1 Meccanismo di bloccaggio morso (soluzione 1)

Per il meccanismo di bloccaggio morso, sono state testate due soluzioni differenti, una successiva all'altra, effettuando una comparazione funzionale e in termini di affidabilità e di risposta strutturale. Di seguito si analizza la prima soluzione.

#### *ANALISI DEL FUNZIONAMENTO*

In Figura 5.14 si è estrapolato (da Figura 5.10) un ingrandimento dello schema di montaggio del meccanismo di bloccaggio morso.

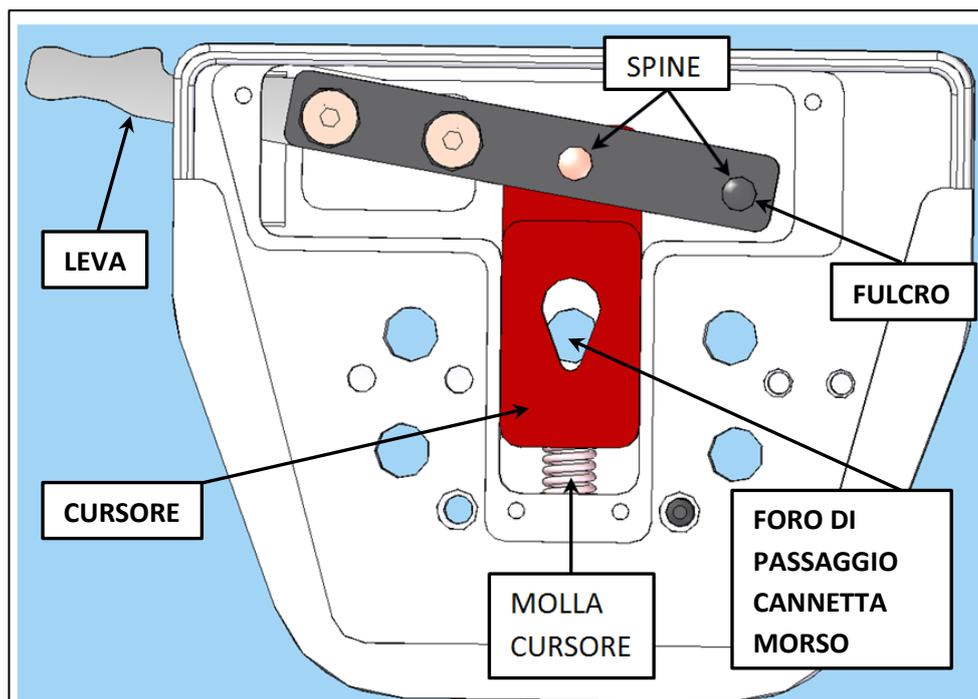


**Figura 5.14.** Dettaglio schema di montaggio del meccanismo di bloccaggio morso (soluzione 1). [1]

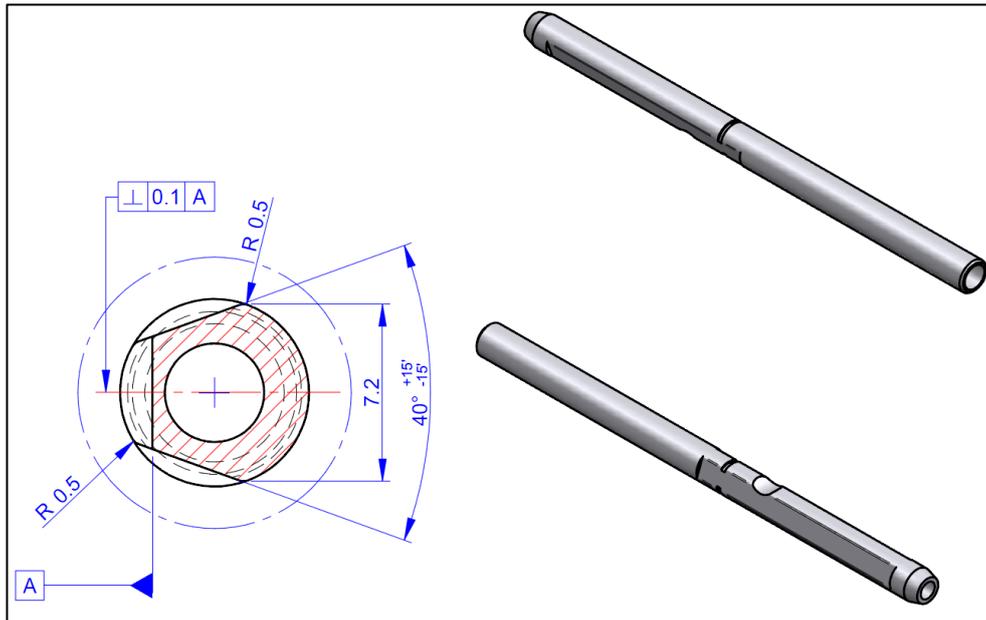
Tale meccanismo è alloggiato nella scatola contenitiva (12) in Delrin, chiuso da una lamiera metallica (25) per mezzo di quattro viti (1). Gli elementi costruttivi sono:

- una leva, costituita da due parti: un elemento (21) in acciaio Inox, su cui agire manualmente, fissato all'elemento (20) mediante due viti (3). Quest'ultimo è infulcrato nella spina (6), forzata in un foro cieco nella scatola (12).
- un blocchetto/cursore (24) in lega di alluminio, al quale la leva (20) trasmette il moto attraverso lo spinotto (7).
- una molla (11) in acciaio, compresa tra il blocchetto (24) e un grano filettato (5).

In riferimento alla Figura 5.15, quando la leva viene ruotata rispetto al fulcro, trasmette al cursore una traslazione portando a compressione la molla. Il cursore ha la funzione di bloccare in una certa posizione, o sbloccare, la cannetta del morso di cui si riporta un disegno [1] in Figura 5.16; essa è un cilindro in composito a fibre di carbonio, con due fresature longitudinali inclinate per permettere l'accoppiamento con il cursore.



**Figura 5.15.** Configurazione del meccanismo di bloccaggio morso (sol.1).



**Figura 5.16.** Cannetta del morso. [1]

Il meccanismo è normalmente mantenuto in posizione di bloccaggio del morso dall'azione della molla; per sbloccare la cannetta occorre agire manualmente sulla leva. La regolazione della posizione del morso all'altezza della bocca del paziente è permessa dal mantenimento della forza esterna di sbloccaggio sulla leva; questo costringe il dottore ad agire con una sola mano (dal momento che l'altra è impegnata a mantenere premuta la leva). Quando il dentista rilascia la leva, la molla riporta l'asola del cursore in battuta contro il profilo fresato della cannetta, comportandone così il bloccaggio in senso verticale garantito dall'attrito tra le parti.

### ***DEFINIZIONE OBIETTIVI DI PROVA***

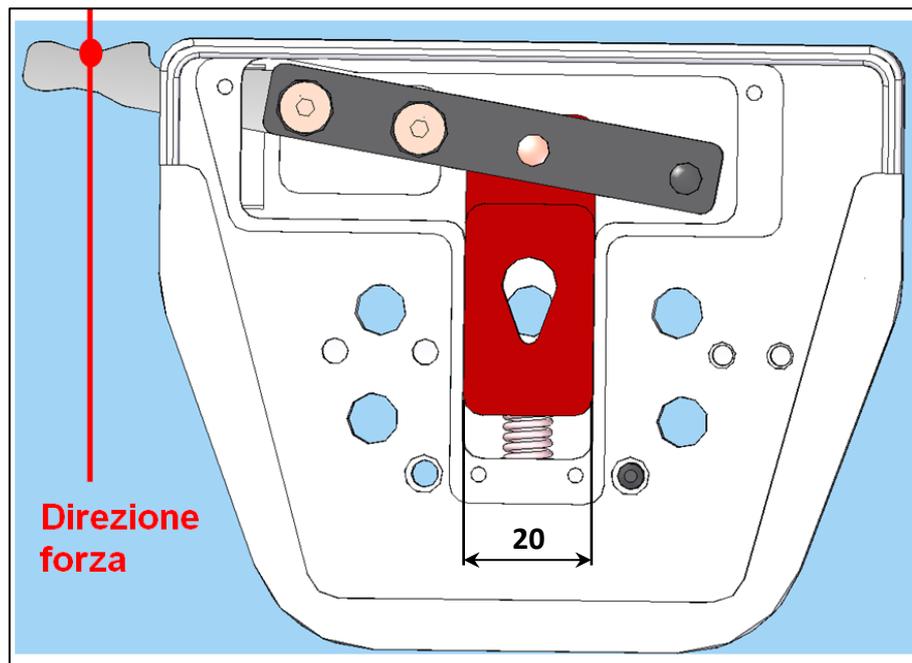
Dall'analisi del funzionamento, si comprende come il meccanismo sia soggetto ad un certo grado di usura dato dall'inevitabile strisciamento tra blocchetto cursore e pareti del contenitore che ne guidano la traslazione.

Si individua dunque il seguente *obiettivo*: verificare l'integrità strutturale del meccanismo e il corretto svolgimento della sua funzione nel tempo di missione.

Anche in questo caso si è approntata una **prova ciclica di verifica dell'affidabilità**.

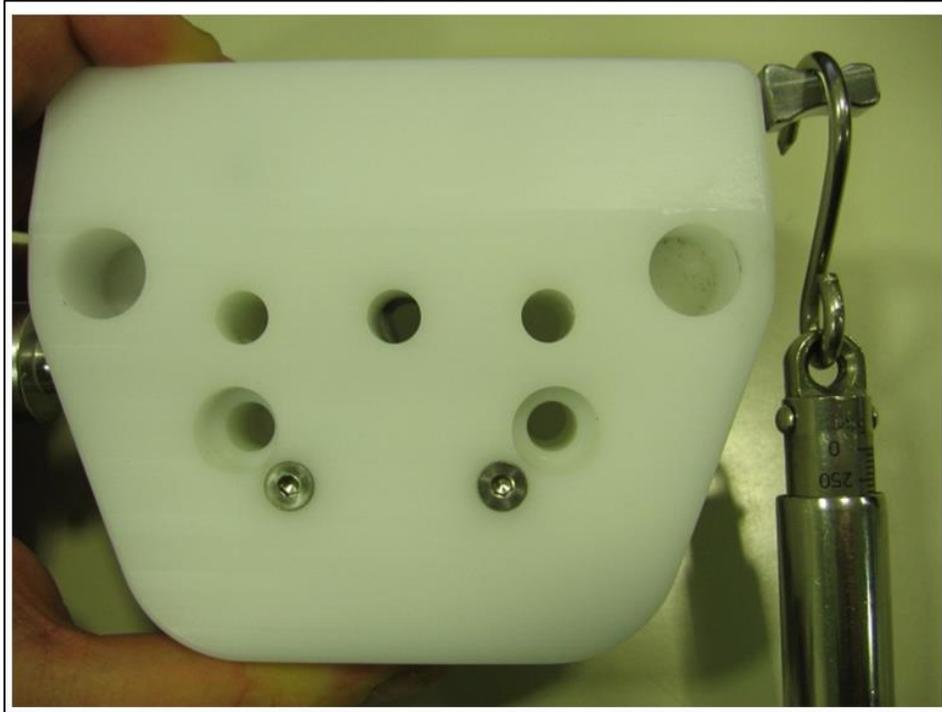
### ***PIANIFICAZIONE DELLA PROVA***

Dati gli obiettivi di prova, è stato realizzato un test di funzionamento in continuo, in cui un'ideale attrezzatura simulava la forza esterna sulla leva, imponendogli in successione una corsa di sbloccaggio e una corsa di bloccaggio. La prova è stata divisa in due parti: in un primo tempo è stata testata l'affidabilità strutturale del meccanismo poi si è verificato che il medesimo garantisce il bloccaggio della cannetta del morso nel tempo di missione stimato.



**Figura 5.17.** Definizione della direzione della forza esterna. Quote in mm.

I **parametri di controllo** della prova sono: la forza esterna di sbloccaggio e la larghezza del blocchetto cursore.



**Figura 5.18.** Misura della forza esterna di sbloccaggio.

- *la forza esterna di sbloccaggio* è considerata come indicatore della corretta interazione tra i componenti del meccanismo, per cui si è assunto che essa non debba variare sensibilmente nel tempo. Per questi motivi è stata misurata a monte della prova, mediante l'utilizzo di un dinamometro (campo di misura: 0-5 kg ; sensibilità: 50 g). Si vedano le Figure 5.17 e 5.18 per la stima della forza. La **forza di sbloccaggio** è risultata essere di circa **10 N** (misura rilevata: circa 1,0 kg). **Tolleranza sulla forza:  $\pm 0,5$  N** data dall'incertezza di misura (pari a 50 g = 0,05 kg  $\Rightarrow$  0,5 N).
- *la larghezza del blocchetto* è stata individuata preliminarmente come dimensione soggetta a possibili variazioni nel tempo dovute allo strisciamento relativo tra pareti laterali del cursore e pareti di guida del contenitore. Come indicato in Figura 5.17, [1], la **larghezza del cursore** è pari a circa **20 mm** (**tolleranza: 0/-0,2 mm**).

Definiti i parametri di controllo, si stimano i cicli di funzionamento.

*Definizione dei cicli di funzionamento:*

I dati di esercizio, riferendosi alla medesima parte di macchina (braccio paziente), sono gli stessi visti per il gruppo di sollevamento:

PERIODO DI SIMULAZIONE (anni)	5
UTILIZZO ANNUO (giorni/anno)	200
ESAMI GIORNALIERI (n° esami/giorno)	30
PERCENTUALE ESAMI CHE COINVOLGONO IL MECCANISMO	33%
FREQUENZA ESAMI (n°esami/minuti)	1/16

Segue il calcolo dei cicli dove per *ciclo* si intende la somma di una corsa di sbloccaggio e di una corsa di bloccaggio:

$$5 \text{ anni} \times 200 \text{ gg/anno} = 1000 \text{ gg}$$

$$1000 \text{ gg} \times 30 \text{ esami/gg} = 30.000 \text{ esami}$$

$$33/100 \times 30 \times 10^3 \text{ esami} = 9.900 \text{ cicli del meccanismo}$$

$$9.900 \times 2 = 19.800 \text{ corse}$$

In questo caso si è considerata una situazione più gravosa per la quale il dottore agisca sulla leva due volte per esame (anziché una volta per esame), per cui i cicli del meccanismo diventano:

$$9.900 \times 2 = 19.800 \text{ cicli}$$

I **cicli testati** per la verifica di affidabilità strutturale sono pari a **20.000 cicli**.

*Definizione dell'attrezzatura di prova:*

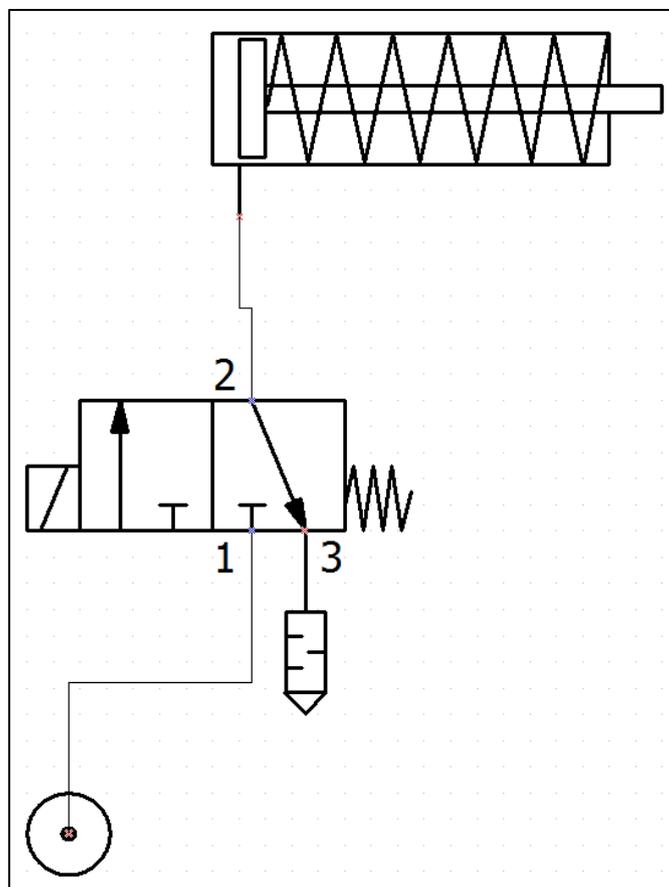
Per simulare l'azione manuale esterna agente sulla leva del meccanismo, è stata allestita una attrezzatura pneumatica dedicata. Si veda la Figura 5.19. Con l'utilizzo di un cilindro pneumatico a semplice effetto è stata riprodotta l'azione esterna per la movimentazione della leva.



**Figura 5.19.** Attrezzatura pneumatica di prova.

La fase in spinta del cilindro pneumatico coincide con la corsa di sbloccaggio del meccanismo mentre la fase di ritorno coincide con la corsa di bloccaggio ed è garantita dalla sola molla del cursore (e non dallo stelo del pistone). L'aria compressa viene prelevata dalla linea (la cui pressione può essere variata nell'intervallo 1-7 bar) e condotta al cilindro attraverso una elettrovalvola 3/2 (3 vie, 2 posizioni)

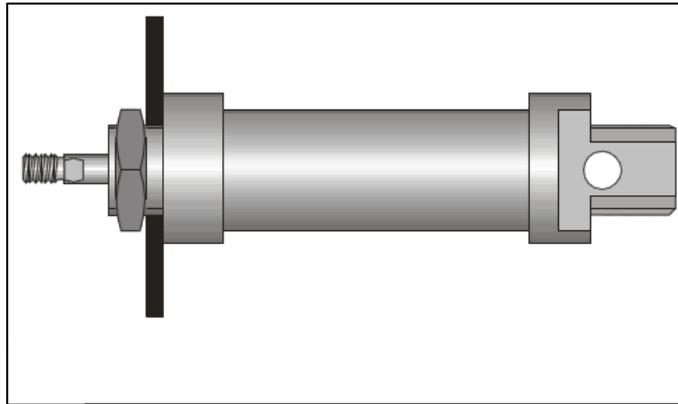
normalmente chiusa (NC) che direziona il flusso alternativamente al cilindro e allo scarico (silenzioso) in atmosfera, su comando di un temporizzatore elettronico. Con il temporizzatore è possibile regolare la frequenza di attuazione e la durata della fase di spinta. Un contatore di cicli digitale, collegato al temporizzatore, fornisce il numero di corse di spinta del cilindro: quindi conta un *ciclo* di nostro interesse, in base a come è stato definito in precedenza. In Figura 5.20 si riporta lo schema del circuito pneumatico di prova con simbologia unificata, tracciato con l'ausilio del software SMC PneuDraw 2.5.



**Figura 5.20.** Schema del circuito pneumatico di prova. Comando del cilindro a semplice effetto.

Il campione da testare e il cilindro pneumatico sono fissati ad una base di appoggio in Delrin, mediante viti in acciaio. Il fissaggio del cilindro

è del tipo “a parete con dado” come chiarito nello schema in Figura 5.21.



**Figura 5.21.** Fissaggio a parete con dado [22].

*Definizione dei parametri di prova:*

I parametri di prova sono:

- la pressione dell'aria compressa
- la frequenza di attuazione

La pressione dell'aria, per diametro del cilindro fissato, genera la forza esterna di spinta che, in base a quanto spiegato, dovrà vincere la forza elastica della molla; si deve generare una forza  $F_e \geq 10$  N.

Durante la prova è stata utilizzata una **pressione di alimentazione**  $P$  pari a circa **4,4** bar che genera una forza teorica di spinta  $F_e$ , attraverso il pistone di diametro  $d = 10$  mm, pari approssimativamente a:

$$F_e = P \cdot \frac{\pi d^2}{4} = 4,4 \cdot 0,1 \cdot \frac{\pi \cdot 10^2}{4} = 34,54 \cong 35,0 \text{ N}$$

La frequenza di spinta è il parametro su cui si è agito per ottenere un'accelerazione del test; oltre all'eliminazione dei tempi di pausa, si è provveduto ad aumentare, cioè, la velocità di movimentazione della leva. Compatibilmente all'attrezzatura, si è impostata, attraverso il temporizzatore, una frequenza di circa 1,0 Hz (inteso 1 ciclo/s).

Con frequenza pari a 1 ciclo/s, 20.000 cicli sono esauriti in circa sei ore:

$$\frac{20 \cdot 10^3 \text{ cicli}}{1 \text{ ciclo/s}} = 20 \cdot 10^3 \text{ s} \rightarrow \frac{20 \cdot 10^3 \text{ s}}{3600 \text{ s/h}} = 5,56 \text{ h}$$

Prima di avviare la prova, date queste condizioni al contorno, si è tenuto conto che l'aumento di velocità di strisciamento tra cursore di bloccaggio in alluminio e scatola in Delrin, data dall'elevata frequenza di prova, insieme ad una maggior pressione di contatto dovuta alla pressione dell'aria di alimentazione, sono condizioni potenzialmente peggiorative per l'usura dei materiali in gioco.

### ***REPORT DI PROVA***

Ogni 1000 cicli circa, si è disattivato il sistema ed è stato verificato il mantenimento dell'entità della forza esterna di sbloccaggio entro i limiti di tolleranza prestabiliti.

Al termine dei 20.000 cicli, non si avverte alcuna anomalia (es. variazione di durezza percepita nel muovere la leva) né si riscontra una variazione sensibile della forza esterna; è stata poi rimossa la copertura metallica per ispezionare il meccanismo: si vedano le Figure 5.22 e 5.23.

Si manifesta strisciamento (e usura):

- tra uno spigolo della leva e la copertura (dettaglio A, Figura 5.22 e 5.23)
- tra cursore e copertura (dettaglio B, Figura 5.22 e 5.23)

Sebbene il campione sia stato testato ad elevate frequenze (1 ciclo/s), causa di aumento della velocità di strisciamento dei componenti in contatto reciproco, si è manifestata un'usura modesta del sistema e

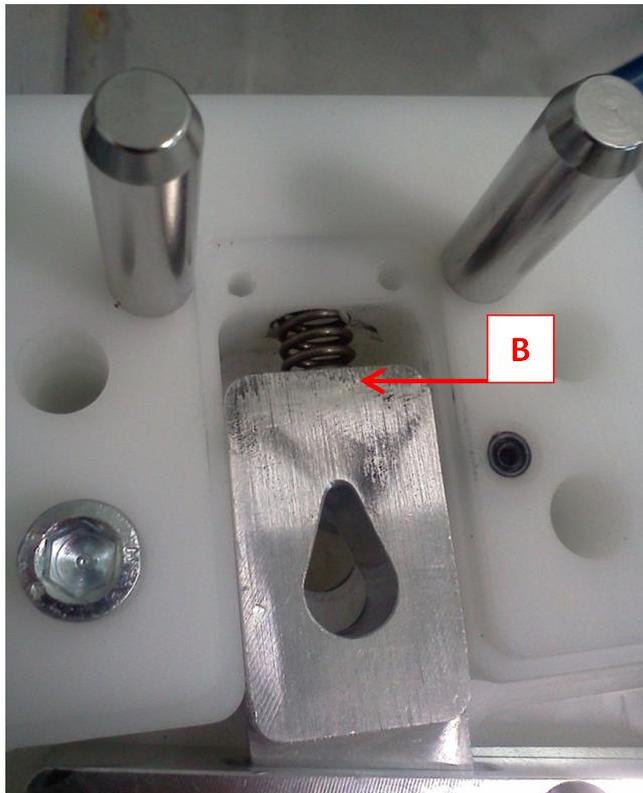
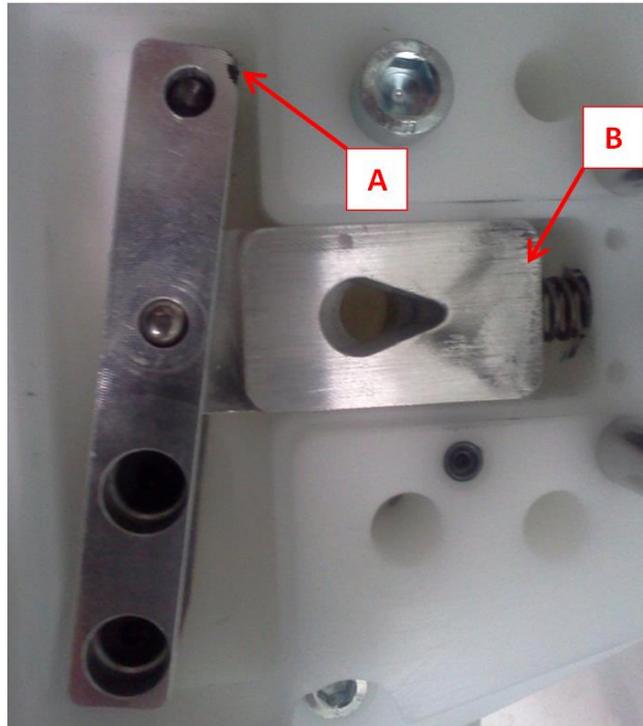
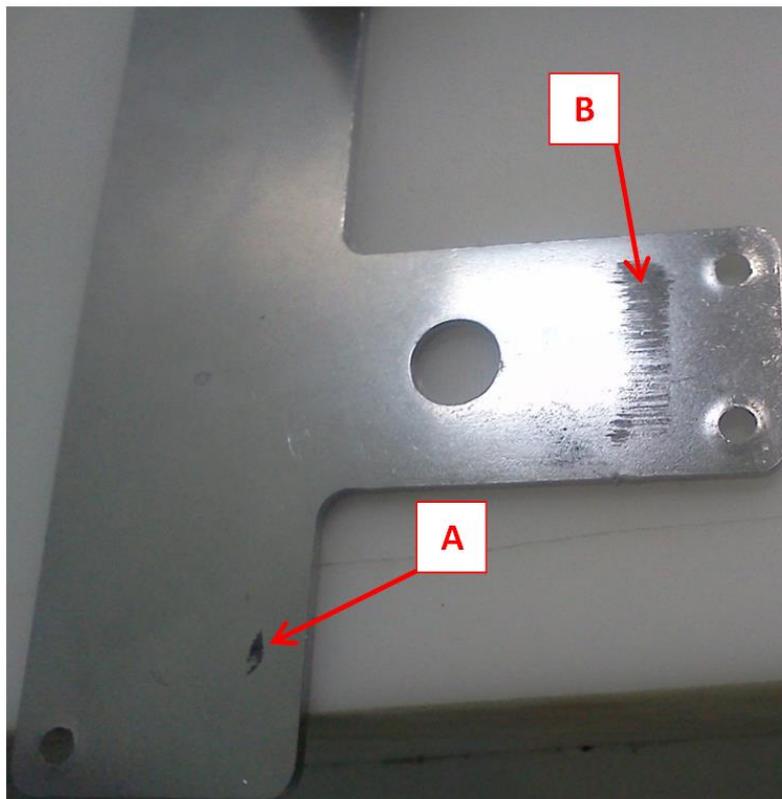


Figura 5.22. Stato di usura dei componenti del meccanismo.



**Figura 5.23.** Stato di usura della copertura metallica (lato interno).

non sono state percepite né variazioni di durezza nel muovere la leva né giochi anomali; questo riscontro si è avuto dalla misura della forza, il cui valore è rimasto entro la banda di tolleranza.

Lo sfregamento tra cursore/copertura metallica e tra leva/copertura metallica, emerso dall'analisi dei componenti a fine prova, è dovuto al gioco tra cursore/spina centrale e tra leva/spina centrale; questo infatti consente piccole oscillazioni dei suddetti componenti in piani differenti da quello principale di lavoro (piano orizzontale); lo dimostra l'usura superficiale del cursore il quale viene spinto verso la copertura metallica dalla reazione elastica della molla. Inoltre, si è verificata un'usura non apprezzabile dal collaudo dimensionale del cursore, effettuato mediante calibro centesimale, la cui larghezza è rimasta pari a circa 20 mm, nel rispetto della tolleranza dimensionale.

Per verificare l'affidabilità del meccanismo, in termini di corretto funzionamento nei cicli previsti, il campione è stato sottoposto ad altri 10.000 cicli di funzionamento con la cannetta del morso accoppiata. Per questa seconda parte di prova, si è definito come **parametro di controllo** la **forza verticale** che determinava uno scorrimento della cannetta quando in stato di bloccaggio. A questo proposito, la forza è stata rilevata prima dell'avvio della prova (a 0 cicli) e ogni 1000 cicli, mediante dinamometro (il medesimo utilizzato in precedenza) per osservare una sua eventuale variazione. La cannetta è stata posta in verticale in una posizione prefissata e mantenuta tale durante tutta la prova.



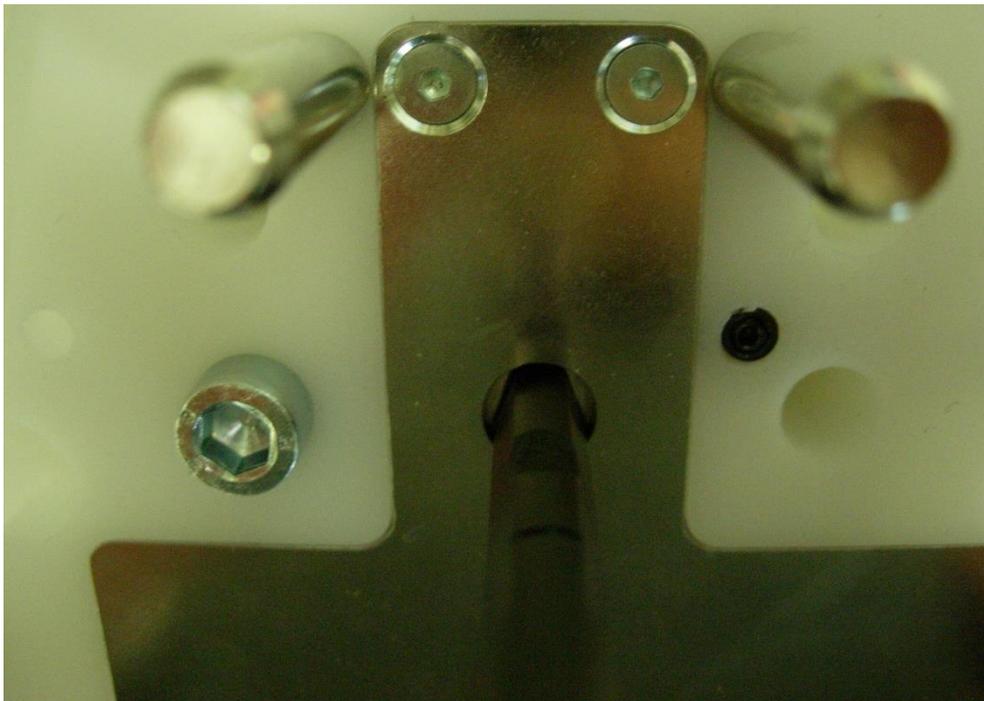
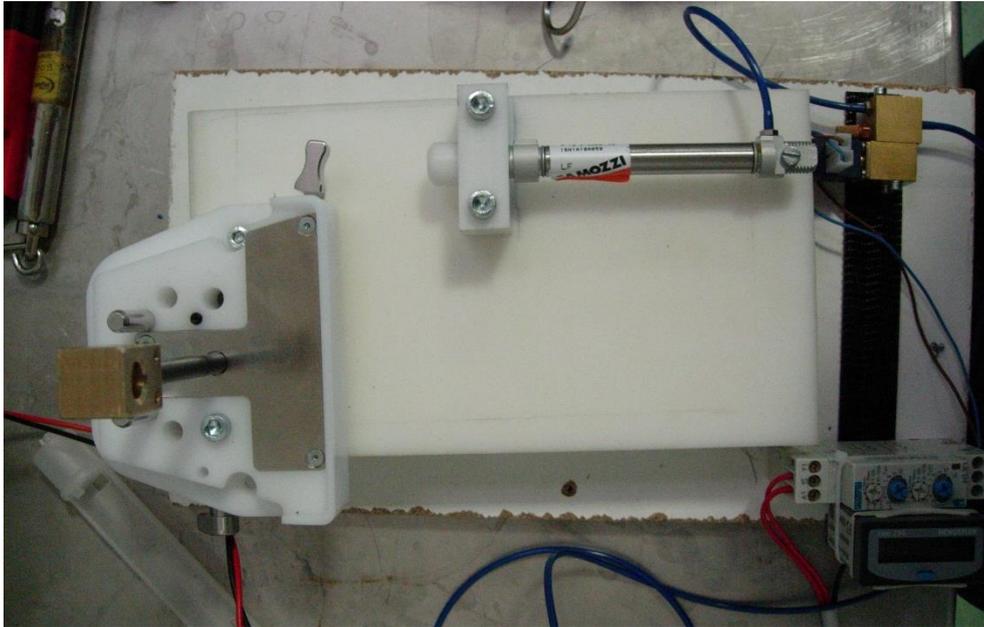
**Figura 5.24** Cannetta del morso e dettaglio elemento per la presa col dinamometro.

In Figura 5.24 è riportata la fotografia della cannetta del morso testata

e un dettaglio dell'elemento realizzato appositamente per fare presa con l'estremità a gancio del dinamometro (non si disponeva dell'elemento morso). Tale elemento è un blocchetto in ottone con un foro passante al quale afferrarsi col dinamometro e una parte lavorata per funzionare da morsetto: avvitando le due viti, i due lembi in ottone stringono l'estremità della cannetta, costituendo con essa un accoppiamento albero-mozzo per serraggio con mozzo a fessura [8]. In Figura 5.25 è mostrata la rilevazione della forza col dinamometro.



**Figura 5.25.** Misura della forza verticale di scorrimento.



**Figura 5.26.** Allestimento pratico della prova di affidabilità del meccanismo. Dettaglio accoppiamento cannetta/cursore.

In Figura 5.26 è riportata l'attrezzatura e un dettaglio dell'accoppia-

-mento cannetta/cursore. Si comprende come l'accoppiamento sia assicurato dalla forza di attrito tra cannetta e cursore. La lunghezza di accoppiamento è pari a circa 14,8 mm.

La seguente tabella mostra come è variata la forza suddetta durante la prova (accuratezza dinamometro:  $\pm 50 \text{ g} \rightarrow \pm 0,5 \text{ N}$ ):

Numero di cicli	Forza verticale di scorrimento (N)
0	22
1000	22
2000	22
3000	22
4000	22
5000	22
6000	25
7000	27
8000	30
9000	35
10.000	35

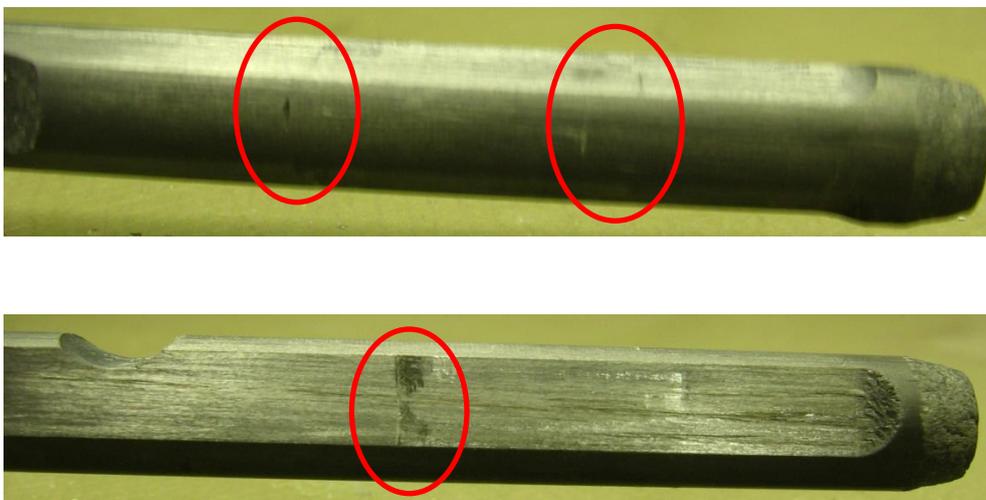
I valori riportati sono indicativi, essendo particolarmente critica la lettura sul dinamometro della **forza** per cui si ha l'effettivo inizio di scorrimento della cannetta. Tuttavia è risultata sensibile e apprezzabile la variazione del suo valore tra inizio prova (0 cicli) e fine prova; in particolare essa è **aumentata**.

Ispezionando la cannetta a fine prova, si evince usura del cursore (v. Figura 5.27) testimoniata dai residui di polvere di alluminio lasciati sulla superficie in carbonio della cannetta. Si è constatato che il cursore non viene premuto dalla molla in modo uniforme sulla cannetta; si notano infatti segni di usura con distribuzione crescente nel senso della freccia riportata in Figura 5.27. Questo per due ragioni:

- le superfici inclinate di cannetta e cursore non sono perfettamente combacianti.
- il cursore tende ad essere sollevato verso la copertura metallica del meccanismo (come già mostrato) dalla reazione elastica della molla, provocando un contatto non regolare tra superfici.



**Figura 5.27.** Cannetta a fine prova (residui polvere di alluminio).



**Figura 5.28.** Cannetta a fine prova, pulita dai residui di alluminio. Si notano alcuni solchi superficiali.

I solchi superficiali sono ancora più evidenti in Figura 5.28, in cui è stata rimossa la quasi totalità di polvere di alluminio.

Questa irregolarità superficiale risultante potrebbe essere la causa dell'aumento nel tempo del valore della forza di scorrimento.

Ad ogni modo, tale aumento non può che garantire maggiormente il bloccaggio della cannetta da parte del cursore.

### ***ESITO DELLA PROVA***

Il campione testato è sopravvissuto nella vita media stimata: non sono state rilevate criticità di funzionamento del meccanismo.

I componenti, specialmente quelli soggetti ad usura e a fatica (molla e spine), sono risultati strutturalmente integri (nessun cedimento).

La cannetta, inoltre, risulta strutturalmente integra ed è stata verificata la capacità del meccanismo di assicurare un corretto bloccaggio della stessa nei cicli previsti. Il gruppo risulta affidabile.

L'**esito** della prova è, dunque, **positivo**.

### **5.3.2 Meccanismo di bloccaggio morso (soluzione 2)**

Si è detto che la prima soluzione del meccanismo di bloccaggio non lascia al dentista la libertà ad entrambe le mani per il posizionamento verticale della cannetta del morso. A questo scopo, l'ufficio tecnico ha elaborato una soluzione alternativa che prevede due posizioni morte, una di bloccaggio ed una di sbloccaggio della cannetta.

### ***ANALISI DEL FUNZIONAMENTO***

In Figura 5.29 è riportata una fotografia della nuova soluzione.

Il cursore, non più in alluminio ma in ottone per favorire un minore attrito, ha sempre la funzione di bloccaggio della cannetta; in questo caso, è presente un'asola (tipo cava per linguetta) in cui va ad impegnarsi un perno a sua volta forzato in un foro cieco presente nella scatola contenitiva (in Delrin): vedi Figura 5.30. Con questo accorgimento, si va a fissare meccanicamente la corsa del cursore, pari a 4 mm, imposta dalla lunghezza della cava.

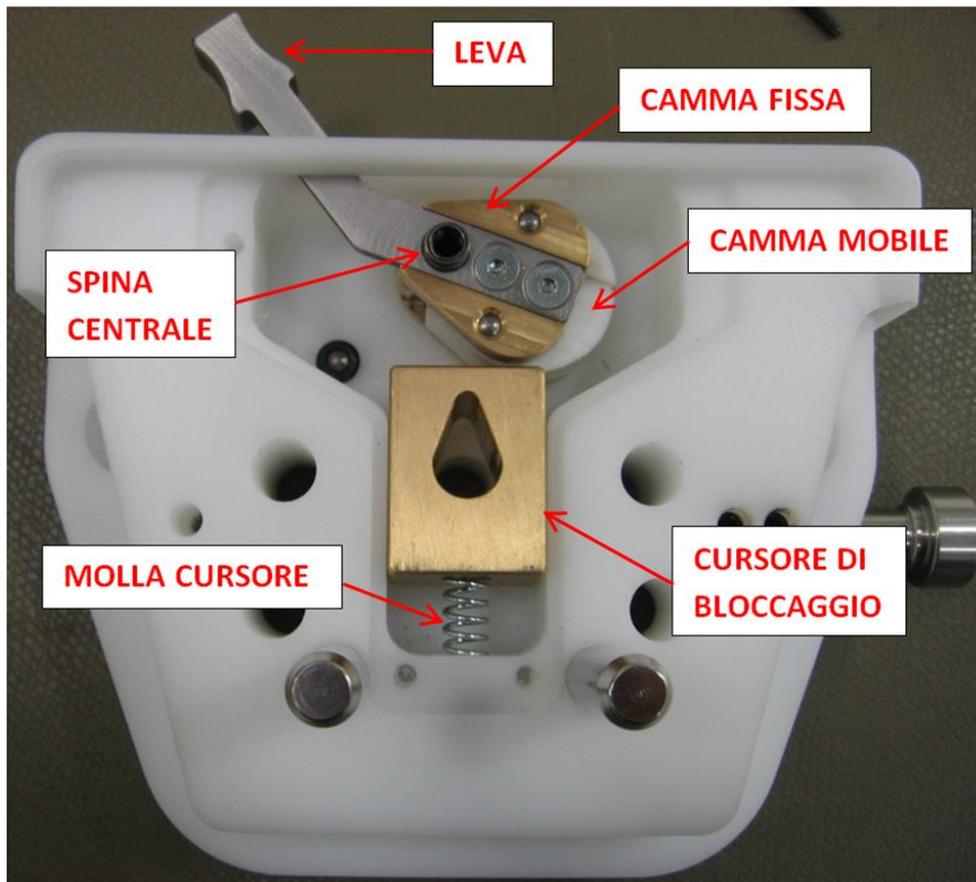


Figura 5.29. Meccanismo bloccaggio morso (soluzione 2).

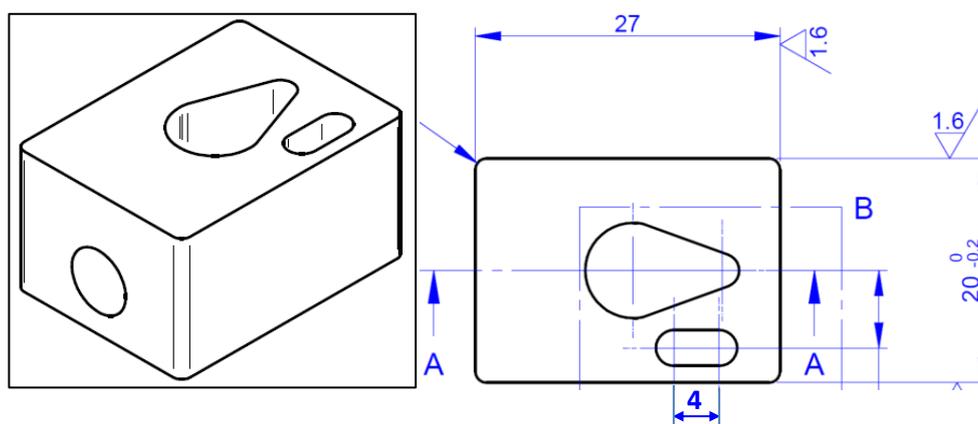


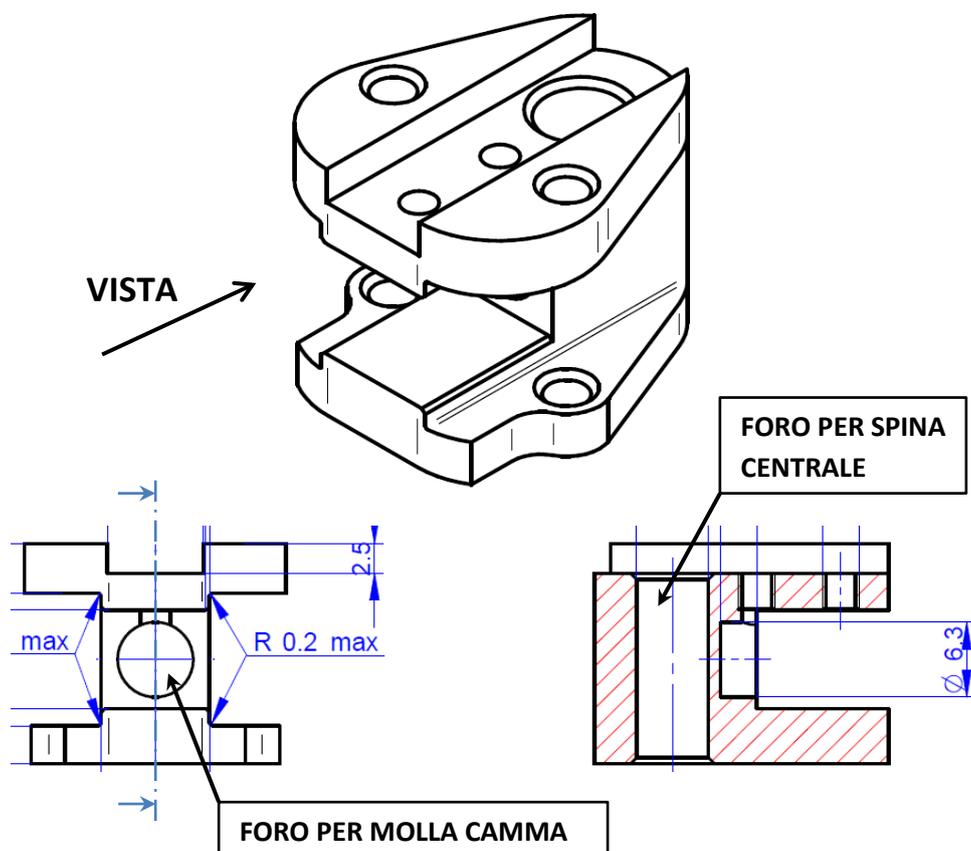
Figura 5.30. Blocchetto cursore. [1]

Il meccanismo è ad azionamento manuale mediante leva che va portata dalla posizione A, in cui il morso è sbloccato, alla posizione B in cui il morso è bloccato e viceversa: vedere Figura 5.31.



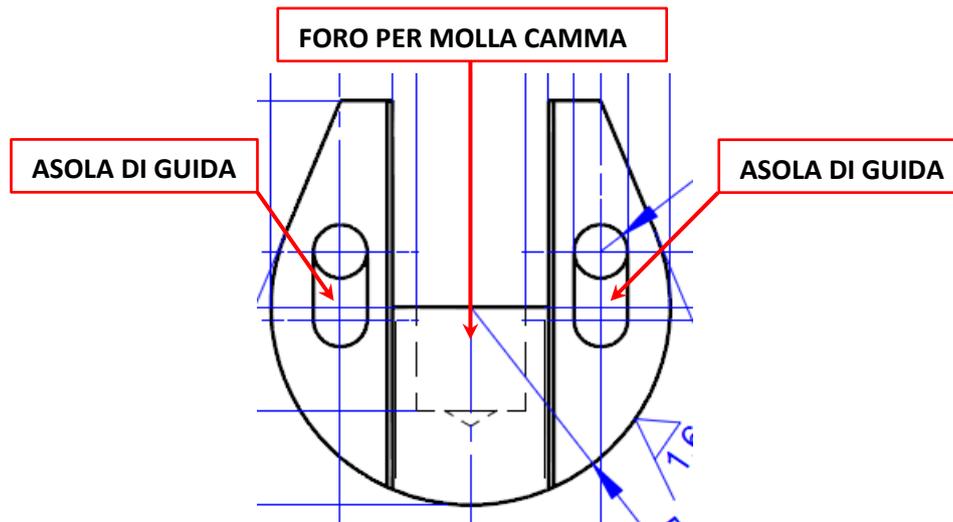
**Figura 5.31.** Posizione A: morso sbloccato. Posizione B: morso bloccato.

A e B sono posizioni di equilibrio del meccanismo. La leva, in acciaio Inox, è fissata, mediante due viti, ad una “camma fissa” in ottone ed entrambe sono infulcrate nella spina centrale attorno alla quale possono ruotare. Un altro elemento, chiamato “camma mobile” (in Delrin) è accoppiato alla camma fissa mediante due spine che guidano la traslazione relativa dei due elementi e vanno ad impegnarsi in due asole laterali nella camma mobile; esse stabiliscono lo spostamento massimo della camma mobile rispetto a quella fissa. Vedere Figura 5.32 e 5.33.



**Figura 5.32.** *Camma fissa.* In evidenza: foro cieco/sede molla e foro trasversale per spina centrale. [1]

Tra le due camme è interposta una molla, le cui estremità vanno in battuta in due fori ciechi ricavati nei due elementi (riferirsi a Figura 5.32 e 5.33).



**Figura 5.33.** *Camma mobile.* In evidenza: asole laterali e foro centrale cieco/sede molla camma. [1]

Una maggior rigidezza di questa molla, rispetto a quella del cursore, fa sì che, nel primo tratto di corsa della leva dalla posizione A alla posizione B, la deformazione interessi solo la molla cursore; quando il blocchetto cursore esaurisce la sua corsa, questa molla non può più deformarsi perciò inizia a comprimersi la molla camma (la camma mobile scorre lungo la camma fissa). La camma mobile rimane così sempre a contatto con il cursore.

La rotazione della leva è arrestata da due spine di fine-corsa, forzate manualmente in due fori ciechi nella scatola contenitiva e accoppiate, ciascuna, con un OR elastomerico, per attutire il rumore metallico dato dall'urto tra camma fissa e spine stesse.

### ***SCELTA DELLE MOLLE***

Inizialmente, in sede di progetto, era stata individuata la seguente combinazione di molle in acciaio:

<b>MOLLA CAMMA C0240-035-0750M</b>			
<b>Diametro esterno (mm)</b>	<b>Diametro filo (mm)</b>	<b>Lunghezza libera (mm)</b>	<b>Costante elastica (N/mm)</b>
6,10	0,89	19,1	5,60

MOLLA CURSORE BLOCCAGGIO MORSO C0240-018-2000M			
Diametro esterno (mm)	Diametro filo (mm)	Lunghezza libera (mm)	Costante elastica (N/mm)
6,10	0,46	50,8	0,17

Fermo restando che, per il corretto funzionamento del meccanismo, la molla camma debba essere più rigida (maggior costante elastica) di quella del cursore, questa prima scelta apparentemente corretta presentava le seguenti criticità, emerse in fase di montaggio del prototipo:

- una sensazione di *eccessiva morbidezza* nel tratto di corsa in cui lavora solo la molla cursore. Questo per via dell'elevata cedevolezza di questa molla, pari a 0,17 N/mm.
- la molla cursore risultava instabile a carico di punta ovvero tendeva a inflettersi lateralmente quando sottoposta al carico di lavoro di compressione. Ciò a causa dell'*elevato grado di snellezza*, dato dal rapporto: *lunghezza libera L / diametro medio di avvolgimento D<sub>m</sub>*.

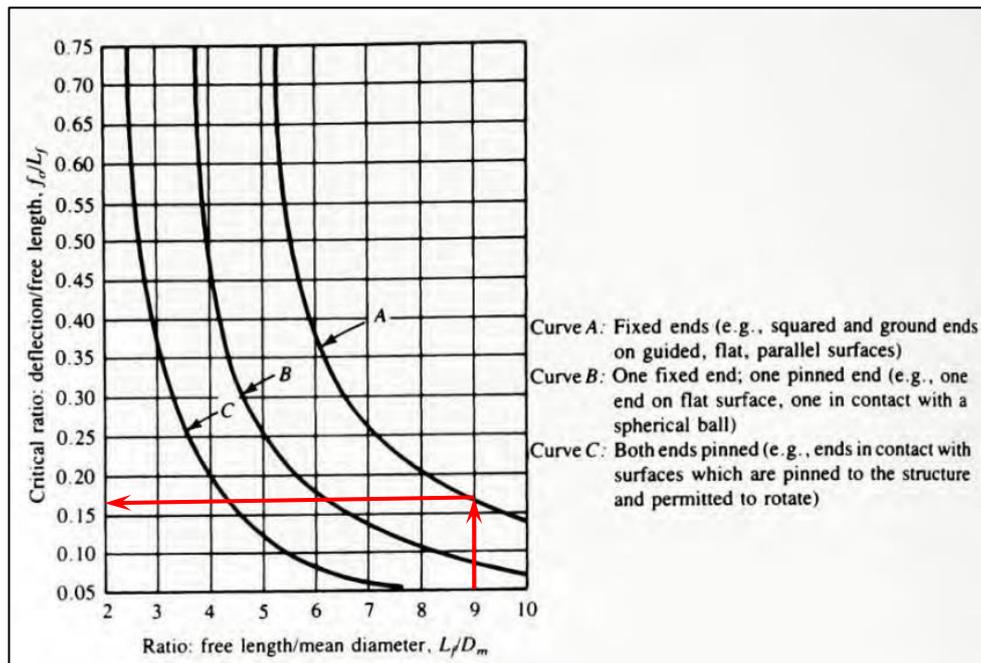
In questo caso, infatti, si aveva:

$$\frac{L}{D_m} = \frac{50,8}{(6,10 - 0,46)} = \frac{50,8}{5,64} \cong 9,0$$

Entrando con questo valore nel grafico di *verifica a "buckling"*, riportato in Figura 5.34, si estrapola sull'asse delle ordinate il rapporto critico *freccia f / D<sub>m</sub>*  $\cong 0,17$  utilizzando la **curva A** caratteristica di molle con estremità piane e parallele. Segue la freccia critica di compressione oltre la quale si incorre in carico di punta:

$$\left(\frac{f}{D_m}\right)_{critico} = 0,17 \rightarrow f_{critica} = 0,17 \cdot 5,64 \cong 0,96 \text{ mm}$$

Ovvero meno di 1 mm, contro una corsa cursore di 4 mm.



**Figura 5.34.** Grafico per verifica a carico di punta (*buckling*) delle molle di compressione [9].

Si è proceduto, per questi motivi, ad una nuova scelta delle molle, fra quelle a disposizione. Viste le criticità specifiche sopra riportate, si è mantenuta la medesima molla camma ed è stata scelta una differente molla cursore, di rigidezza intermedia tra la scelta iniziale e la molla camma: 3,50 N/mm. Si riportano di seguito le caratteristiche:

<b>MOLLA CURSORE BLOCCAGGIO MORSO C0240-035-0810M</b>			
<b>Diametro esterno (mm)</b>	<b>Diametro filo (mm)</b>	<b>Lunghezza libera (mm)</b>	<b>Costante elastica (N/mm)</b>
6,10	0,85	20,6	3,50

Con questa molla è facile dimostrare che non si incappa in instabilità per carico di punta:

$$\frac{L}{D_m} = \frac{20,6}{(6,10 - 0,85)} = \frac{20,6}{5,25} \cong 3,9$$

Entrando nel grafico di Figura 5.34, risulta che la curva A non venga

mai intercettata, indice del fatto che non si riscontrerà il problema del “buckling”.

La nuova molla cursore ha una lunghezza libera inferiore di più del 50% rispetto a quella iniziale. Questo ha comportato la necessità di un maggior serraggio del grano filettato per il precarico della molla.

In definitiva, le molle scelte sono:

- **MOLLA CAMMA C0240-035-0750M**
- **MOLLA CURSORE BLOCCAGGIO MORSO C0240-035-0810M**

### ***DEFINIZIONE OBIETTIVI DI PROVA***

Visto il funzionamento del meccanismo, ci si aspetta un certo grado di usura dei componenti in strisciamento relativo. Rispetto alla soluzione 1, oltre allo sfregamento reciproco tra cursore e pareti di guida del contenitore, si ha contatto anche tra camma mobile e cursore.

*Obiettivo* della prova è quello di verificare l'integrità strutturale del meccanismo al termine del tempo di missione stimato. Si tralascia in questo caso la verifica di affidabilità dell'accoppiamento cursore/cannetta in carbonio, assumendo i medesimi risultati ottenuti dalla prova precedente.

Il test messo a punto è una **prova ciclica** di funzionamento.

### ***PIANIFICAZIONE DELLA PROVA***

Si individuano nuovamente come **parametri di controllo**:

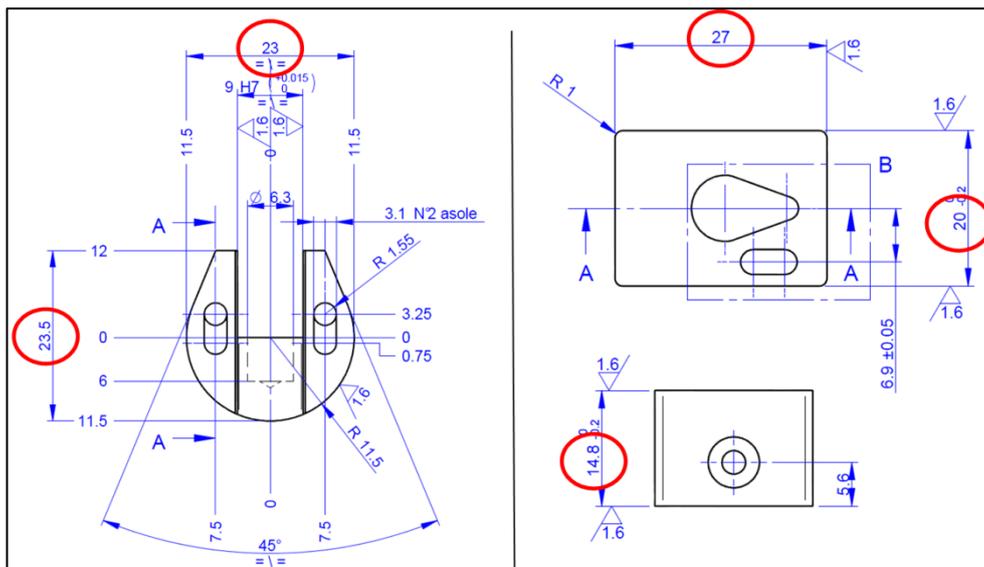
- La *forza di bloccaggio* e la *forza di sbloccaggio* i cui valori sono stati rilevati mediante dinamometro (sensibilità:  $\pm 50g$ ) a 0 cicli: v. Figura 5.35.

<b>Forza di bloccaggio (N)</b>	11,0 $\pm$ 0,5
<b>Forza di sbloccaggio (N)</b>	3,0 $\pm$ 0,5

- Le *dimensioni dei componenti striscianti* individuati a monte della prova; queste sono segnalate per comodità in Figura 5.36.



**Figura 5.35.** Misura della forza esterna minima per bloccaggio e sbloccaggio (sx). Direzione e punto di applicazione della forza rilevata (dx).



**Figura 5.36.** Dimensioni (mm) rilevate prima della prova (evidenziate in rosso). Camma mobile (sx) e cursore di bloccaggio (dx). [1]

*Definizione del numero di cicli:*

Il **numero di cicli testati**, sulla base dei precedenti calcoli, è stato pari a **20.000** ipotizzando sempre una situazione più sfavorevole di quella

reale cioè che il dottore faccia compiere al meccanismo due cicli per ogni esame (anziché uno per esame).

*Definizione dell'attrezzatura di prova:*

L'attrezzatura utilizzata per simulare le forze esterne di movimentazione della leva, è di tipo pneumatico. Vedi Figura 5.37. A differenza dell'attrezzatura definita per la prova sulla soluzione 1, il cilindro pneumatico è a doppio effetto (con stelo non passante), così da garantire una certa forza sia in spinta che in trazione: la fase in spinta del cilindro pneumatico coincide con la corsa di bloccaggio del meccanismo mentre la fase di trazione coincide con la corsa di sbloccaggio. Si veda in Figura 5.38 lo schema del circuito pneumatico di prova; per il comando del cilindro si è fatto uso di una elettrovalvola 4/2 (4 vie, 2 posizioni), di un temporizzatore elettronico e di un contatore di cicli digitale (vedi caso precedente).

Per permettere un'efficace presa della leva da parte dello stelo del cilindro, è stato realizzato un elemento a forchetta in Delrin (basso coefficiente di attrito) dedicato alla particolare applicazione.

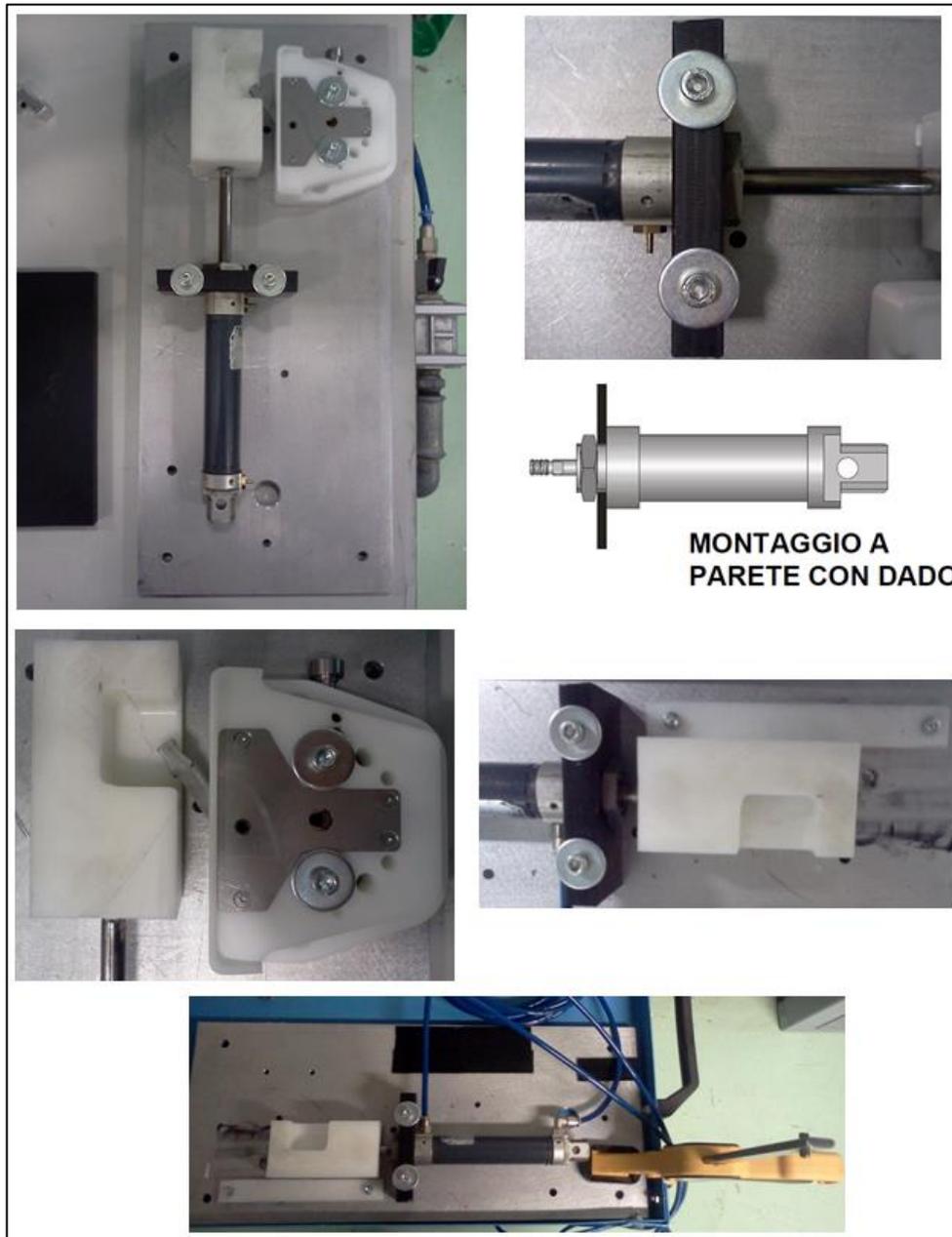
Nella fase di trazione si è fatto in modo che la leva, nell'ultimo tratto di corsa di sbloccaggio, non sia tirata direttamente dallo stelo del pistone ma che sia riposizionata in A per sola azione della molla cursore (caso peggiorativo), tramite uno scatto di ritorno.

*Definizione dei parametri di prova:*

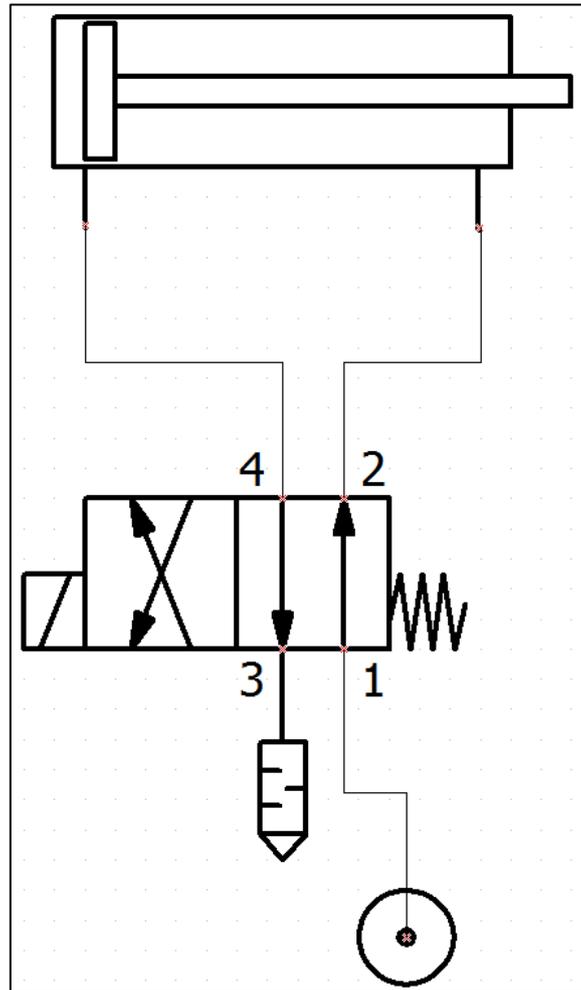
I parametri che definiscono la prova sono:

- Frequenza di attuazione
- Pressione di alimentazione dell'aria

La frequenza di prova (ovvero cicli/s), nelle prove cicliche, è una delle variabili che si tende ad aumentare per accelerare il test. Tuttavia, l'innalzamento del suo valore è spesso causa di riscaldamento del materiale in esame che può alterare i risultati; questo caso non fa eccezioni essendo i componenti del meccanismo, come detto, soggetti



**Figura 5.37.** *Attrezzatura pneumatica di prova.* In evidenza: interfaccia stelo-leva (elemento a forchetta in Delrin), sistema di bloccaggio del cilindro “a parete con dado”, sistema di fissaggio del campione alla base mediante viti in acciaio e fissaggio dell’intero apparato al banco di lavoro mediante morsetto.

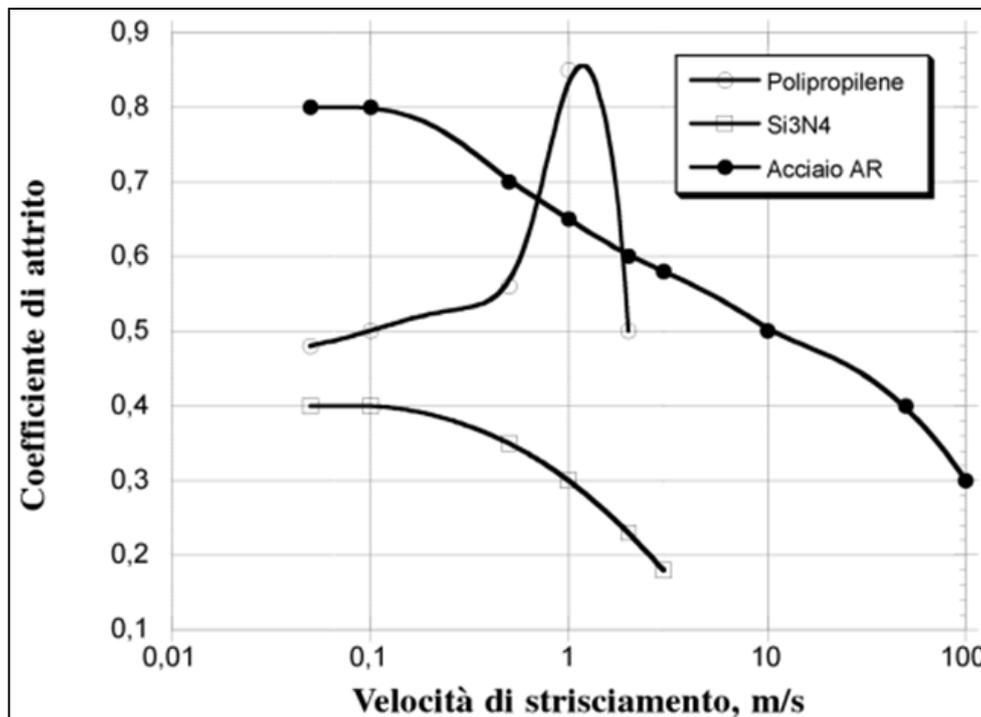


**Figura 5.38.** Schema del circuito pneumatico di prova. Comando del cilindro pneumatico a doppio effetto.

a strisciamento relativo. Innalzare la frequenza è evidentemente una condizione potenzialmente peggiorativa.

Si riporta in Figura 5.39 un grafico sperimentale, tratto da [6], in cui viene mostrata la variazione del coefficiente di attrito dei polimeri con la velocità di strisciamento; citando direttamente la fonte: *“I polimeri mostrano un continuo aumento del coefficiente di attrito con la velocità di strisciamento, fino al raggiungimento delle condizioni di fusione delle asperità, poiché non formano uno strato lubrificante...”* diversamente dal *“caso degli acciai...”* in cui si ha l’ *“intensificarsi dei fenomeni di ossidazione superficiale”*. Questo fatto causa maggior

usura negli acciai che nei polimeri per velocità di strisciamento crescenti fino a circa 1 m/s; oltre a questo valore si ribalta drasticamente la situazione.



**Figura 5.39.** Andamento del coefficiente di attrito al variare della velocità di strisciamento per le principali classi di materiali: metalli, polimeri, ceramici [6].

Compatibilmente all'attrezzatura di prova, si è stabilita una **frequenza** di movimentazione della leva pari a **0,5 Hz**. Con frequenza di 0,5 cicli/sec si riescono ad effettuare 10.000 cicli (corrispondenti a 5 anni di funzionamento) in 5-6 ore (=  $[10000/0,5]/3600$ ).

In relazione al grafico di Figura 5.39, ci si aspetta, dunque, con una frequenza pari a 0,5 Hz, che la camma in Delrin (polimero) - in sfregamento contro il blocchetto in ottone - non subisca un'usura sensibilmente maggiore a quella che si verifica alle basse velocità di strisciamento caratterizzanti il funzionamento normale del meccanismo ( $< 0,1$  m/s).

Scelto un cilindro pneumatico da 25 mm di diametro, si ha che la pressione teorica di alimentazione deve essere maggiore di:

$$P = \frac{11 N}{\frac{\pi (25 \text{ mm})^2}{4}} = 0,02 \text{ MPa} = 0,2 \text{ bar}$$

La **pressione di alimentazione** del cilindro è stata variata, durante la prova, tra **1,5 e 4 bar**. Questa scelta si traduce in una forza esterna variabile tra 7,4 kg e 19,6 kg ovvero in una maggior sollecitazione sulla spina centrale (e maggior pressione di contatto tra: camma fissa e spina, leva e spina) e in una maggior pressione di contatto tra camma mobile e cursore.

Di seguito si riepilogano i dati di prova:

FREQUENZA DI FUNZIONAMENTO (Hz)	0,5
PRESSIONE DI ALIMENTAZIONE ARIA (bar)	1,5 – 4
DIAMETRO PISTONE PNEUMATICO (mm)	25
CORSA DEL PISTONE (mm)	≅60
NUMERO DI CICLI TESTATI (n° cicli)	20.000

### ***REPORT DI PROVA***

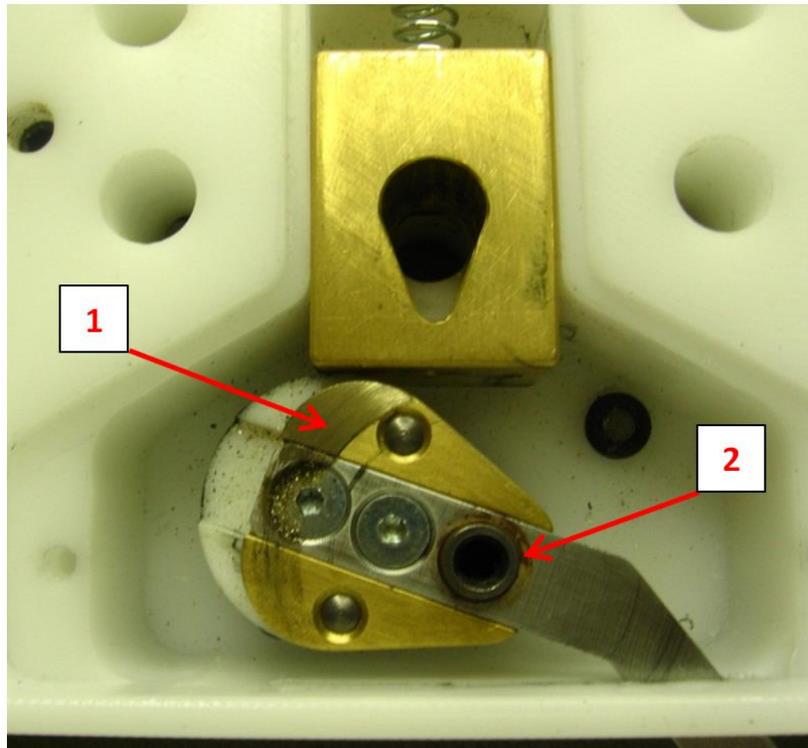
Il meccanismo è stato ispezionato ogni 1000 cicli circa di prova.

A **3000 cicli** si avvertiva un impedimento nel muovere la leva. La spina di guida del cursore era fuoriuscita dalla sua sede. Occorre assicurarsi che sia ben forzata nel foro.

A **3700 cicli** si percepiva un gioco anomalo della leva dovuto ad allentamento delle due viti di serraggio della leva sulla camma fissa. È bene utilizzare frena filetti per le viti, al montaggio.

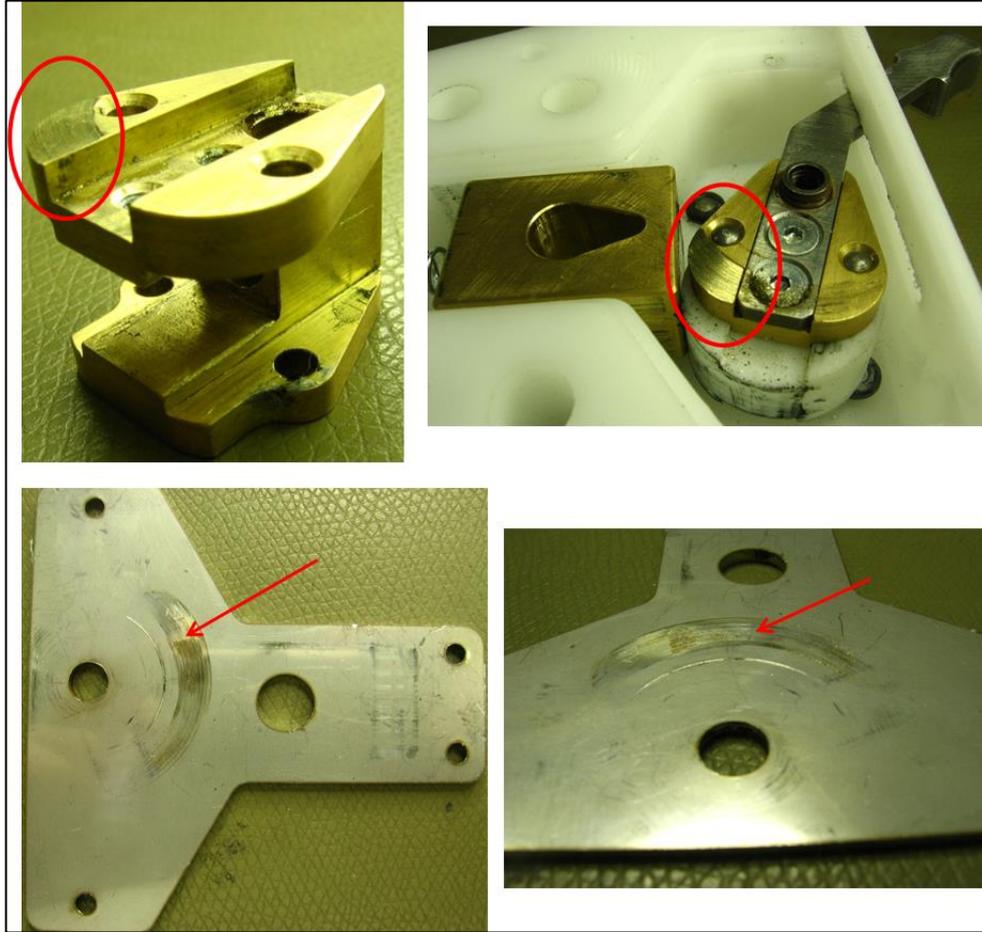
A **6000 cicli** si avvertiva un lieve aumento di durezza nel muovere la leva, nel tratto di corsa in cui lavora esclusivamente la molla cursore. Si è ipotizzato fosse riconducibile a sfregamento tra la camma fissa/leva e la spina centrale. La forza di bloccaggio e di sbloccaggio non è variata. Questo si è avuto fino al termine della prova.

A **20.000 cicli**, il meccanismo si presentava come in Figura 5.40.



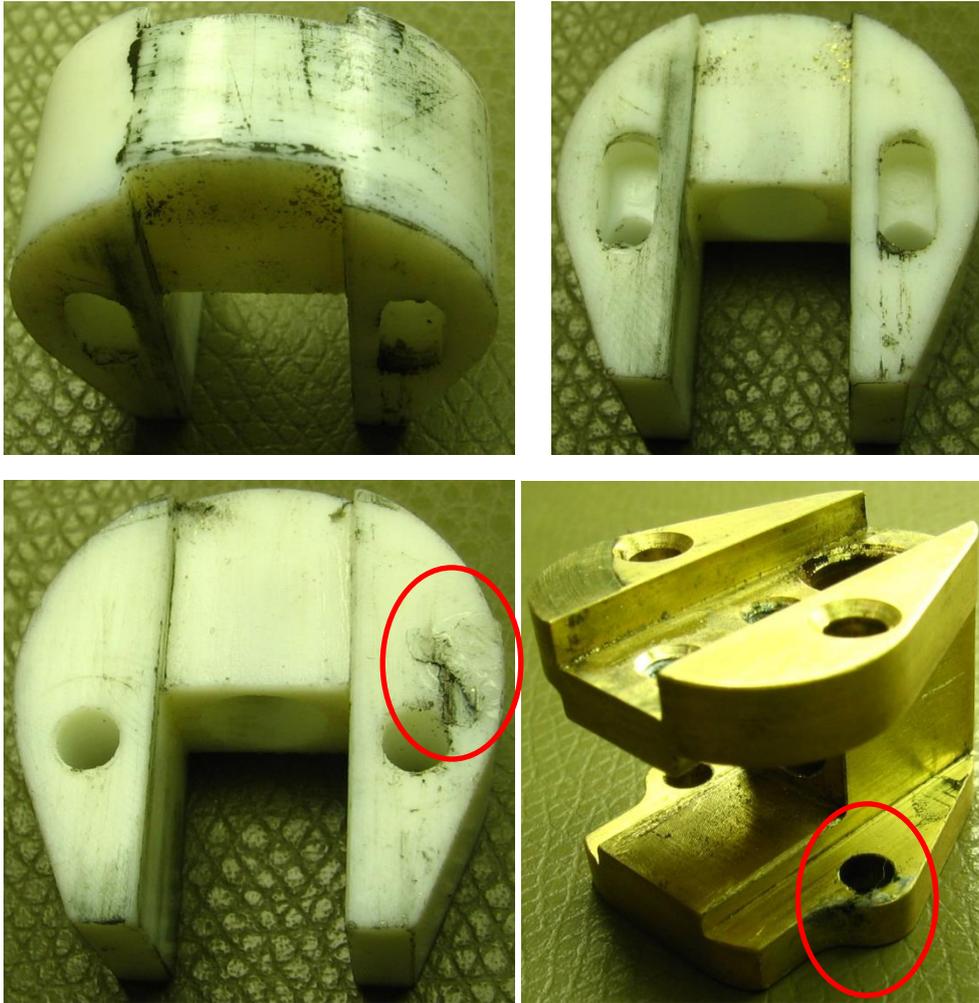
**Figura 5.40.** Condizioni strutturali del meccanismo a fine prova. In evidenza: usura della camma fissa (1) e della spina centrale (2).

Si evidenziava la presenza significativa di polvere di ottone (dorata) e



**Figura 5.41.** *Dettaglio usura di spina, camma fissa e copertura metallica.* In evidenza: i segni marcati sulla piastra corrispondono al lembo levigato (traslucido) della camma fissa, indicatori di uno sfregamento ripetuto tra i due.

di polvere ferrosa (color ruggine, dovuto a fenomeni di ossidazione), riconducibili a prima vista all'usura di un lembo della camma fissa (la cui superficie appariva lucida) e all'usura della spina centrale. Si vedano le Figure 5.40 e 5.41.

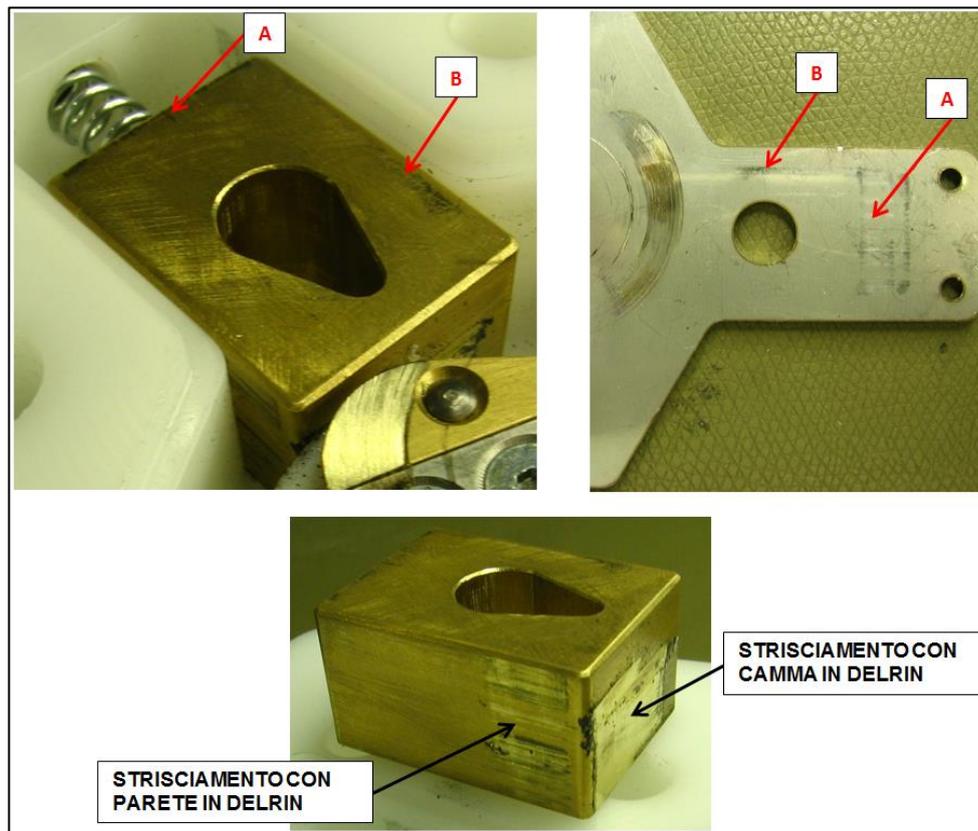


**Figura 5.42.** *Dettaglio usura della camma mobile.* In evidenza: deformazione per contatto ripetuto con lembo di camma fissa (aree cerchiare).

Osservando la copertura metallica, si notava una rigatura superficiale ripetuta dovuta al contatto con il lembo della camma fissa; quest'ultimo è risultato di spessore differente dall'altro lembo (intatto) di circa 0,05 mm.

La Figura 5.42 riporta il dettaglio dello stato strutturale della camma mobile, in cui si vedono le zone soggette a contatto durante il funzionamento (aree annerite).

In Figura 5.43 è mostrato lo stato di usura del cursore; anche in questo caso si evince un contatto tra blocchetto e chiusura metallica dovuto alla reazione elastica della molla che inclina il cursore verso la lamiera



**Figura 5.43.** Dettaglio usura del blocchetto cursore. In evidenza: sfregamento con la copertura metallica in A e in B.

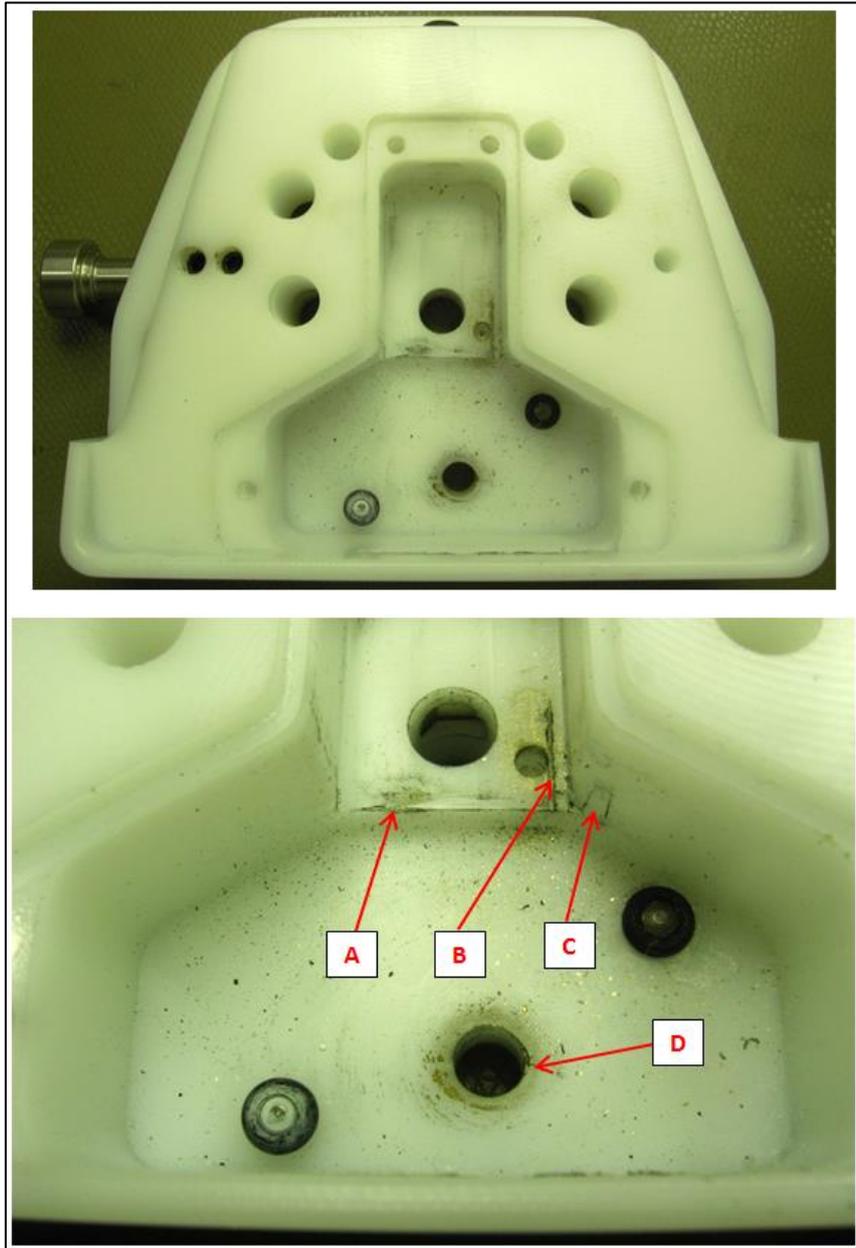
provocandone strisciamento relativo. Si notino le aree di contatto tra cursore e pareti contenitive e tra cursore e camma mobile.

Le dimensioni sotto controllo di camma mobile e cursore, verificate mediante collaudo dimensionale con calibro centesimale, sono rimaste entro i limiti di tolleranza.

In Figura 5.44 sono mostrate le regioni del contenitore del meccanismo, interessate da usura e deformazioni.

### ***ESITO DELLA PROVA***

Rispetto agli obiettivi fissati, il meccanismo è risultato strutturalmente integro a fine prova; sebbene le condizioni di prova fossero, come detto, peggiorative per via di velocità e pressioni di contatto maggiorate, lo stato di usura è ritenuto più che accettabile, non avendo compromesso in modo rilevante la movimentazione dei



**Figura 5.44.** *Stato di usura del contenitore.* In evidenza: strisciamento con la camma mobile (A), strisciamento con il cursore di bloccaggio (B), sfregamento con la camma mobile (C), deformazione foro per spina centrale (D).

componenti. Inoltre, non sono stati riscontrati cedimenti dei componenti affaticati. Si percepisce, come detto, un lieve aumento di durezza nel muovere la leva ad inizio corsa di bloccaggio e a fine

corsa di sbloccaggio (quando lavora la sola molla cursore); questo è dato da contatto irregolare della camma fissa in ottone con la spina centrale, durante la rotazione relativa. La spina, infatti, permette la rotazione della camma sul piano orizzontale ma non impedisce piccole oscillazioni della camma stessa su piani differenti; lo dimostra lo sfregamento non previsto del lembo della camma con la chiusura metallica della scatola. Tale fatto ha impatto più sull'ergonomia che sulla funzionalità: le forze di movimentazione, infatti, non hanno subito sensibili variazioni rispetto al valore nominale.

L'**esito** della prova è, dunque, **positivo**.

### ***COMPARAZIONE TRA LE DUE SOLUZIONI***

La soluzione 2 è evidentemente, date le sue caratteristiche strutturali e funzionali, soggetta ad un maggior grado di usura rispetto alla soluzione 1. Ciò nonostante, dai test non sono emerse criticità che portino a scartare l'utilizzo di questa alternativa che, per come è stata concepita, risulta superiore a livello funzionale.

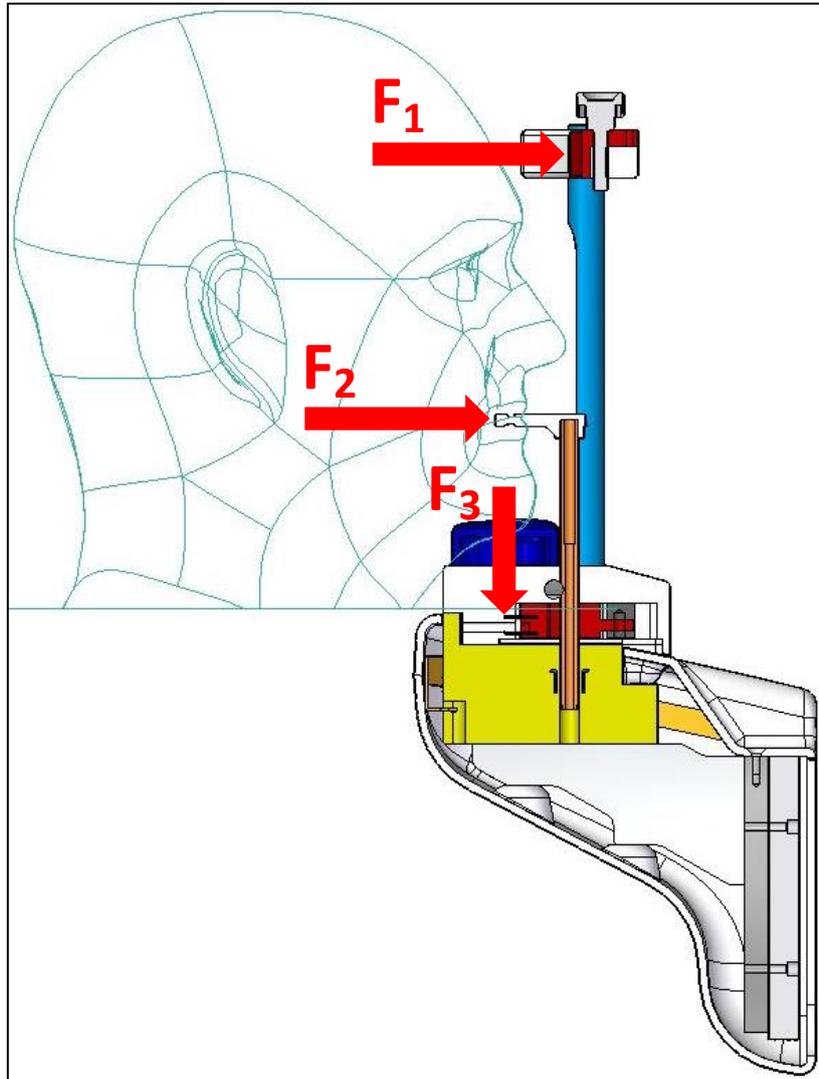
### **5.3.3 Sostegno ferma-fronte**

#### ***ANALISI DEL FUNZIONAMENTO***

La parte restante da testare, in base a quanto spiegato al paragrafo 5.3, è il sistema di sostegno e ferma-fronte, costituito da due aste verticali, accoppiate alla scatola contenitiva del meccanismo di bloccaggio del morso, e da un elemento ricurvo trasversale scorrevole lungo di esse che funge da ferma fronte. Si riveda la Figura 5.10.

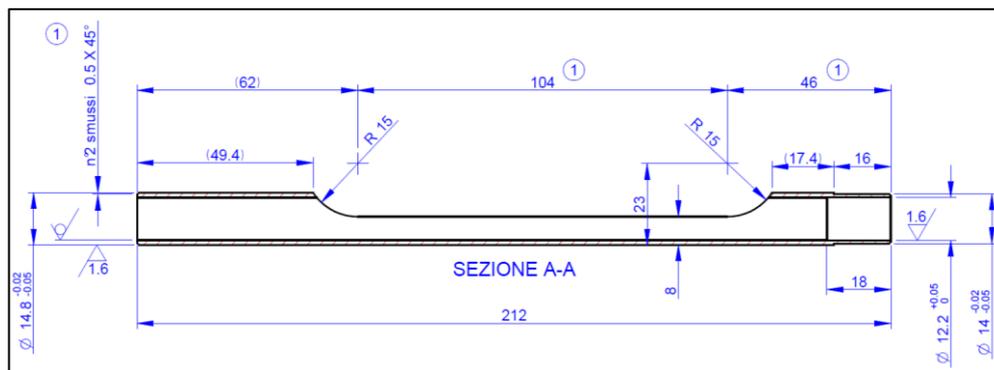
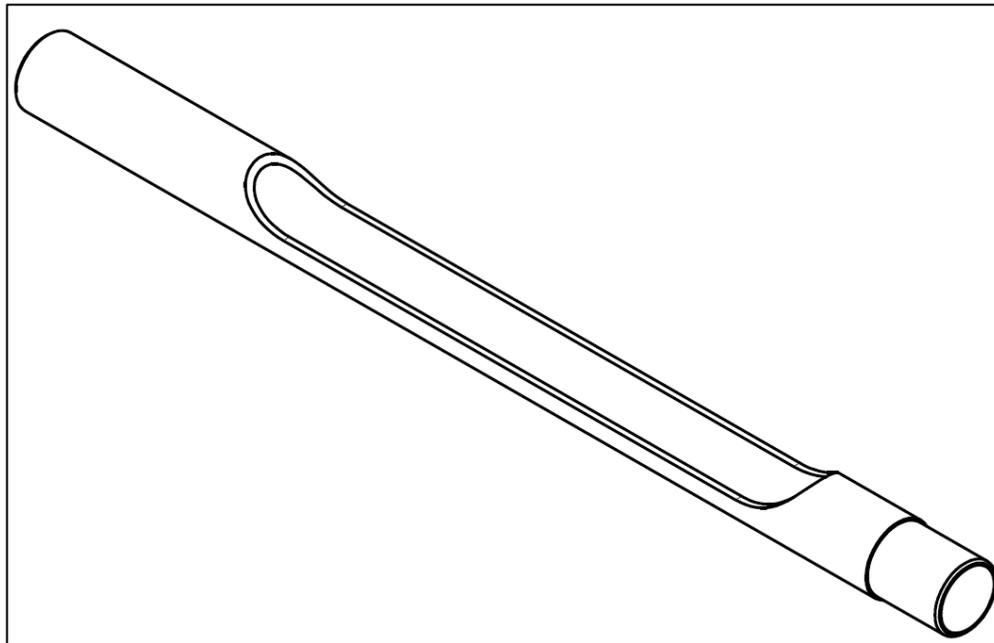
Richiamando in Figura 5.45 lo **schema di carico** del craniostato che si ripercuote di conseguenza su tutto il braccio paziente, si intuisce come le due bacchette verticali di sostegno siano gli elementi effettivamente sollecitati del sistema di sostegno. In riferimento a tale figura, si hanno principalmente tre forze esterne:

- $F_1$  : forza orizzontale gravante sul sostegno ferma-fronte
- $F_2$  : forza orizzontale gravante sulla cannetta del morso
- $F_3$  : forza verticale gravante sui supporti di traslazione verticale



**Figura 5.45.** Schema di carico del craniostato.

Queste tre forze possono essere considerate giacenti sullo stesso piano verticale coincidente col piano di sezione del gruppo in Figura 5.45. Le bacchette di sostegno hanno una forma caratteristica, come si può vedere in Figura 5.46; sono ricavate sostanzialmente da un elemento tubolare e poi fresate per ottenere la particolare geometria.



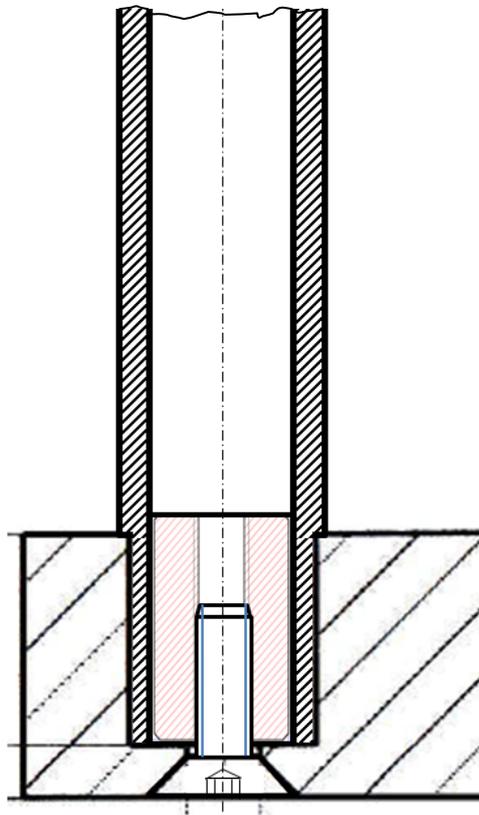
**Figura 5.46.** Asta di sostegno del ferma-fronte [1].

Caratteristica principale di questi oggetti è la *radio-trasparenza* ottenuta attraverso:

- l'utilizzo di un materiale di per sé radio-trasparente: un materiale composito in fibra di carbonio a matrice epossidica.
- la scelta di spessori ridotti: questo è accentuato dall'asportazione di materiale, nella parte centrale della bacchetta, mediante fresatura. In questo modo, i raggi X, diretti verso il volto del paziente, intercettano solo una volta lo spessore dell'oggetto (anziché due volte, caso di bacchetta cilindrica non lavorata per tutta la lunghezza), risultandone meno assorbiti. Questo determina

una maggior qualità della lastra, in quanto la radiografia delle aste, risultando meno evidente, interferisce in minor misura con quella dell'arcata dentale.

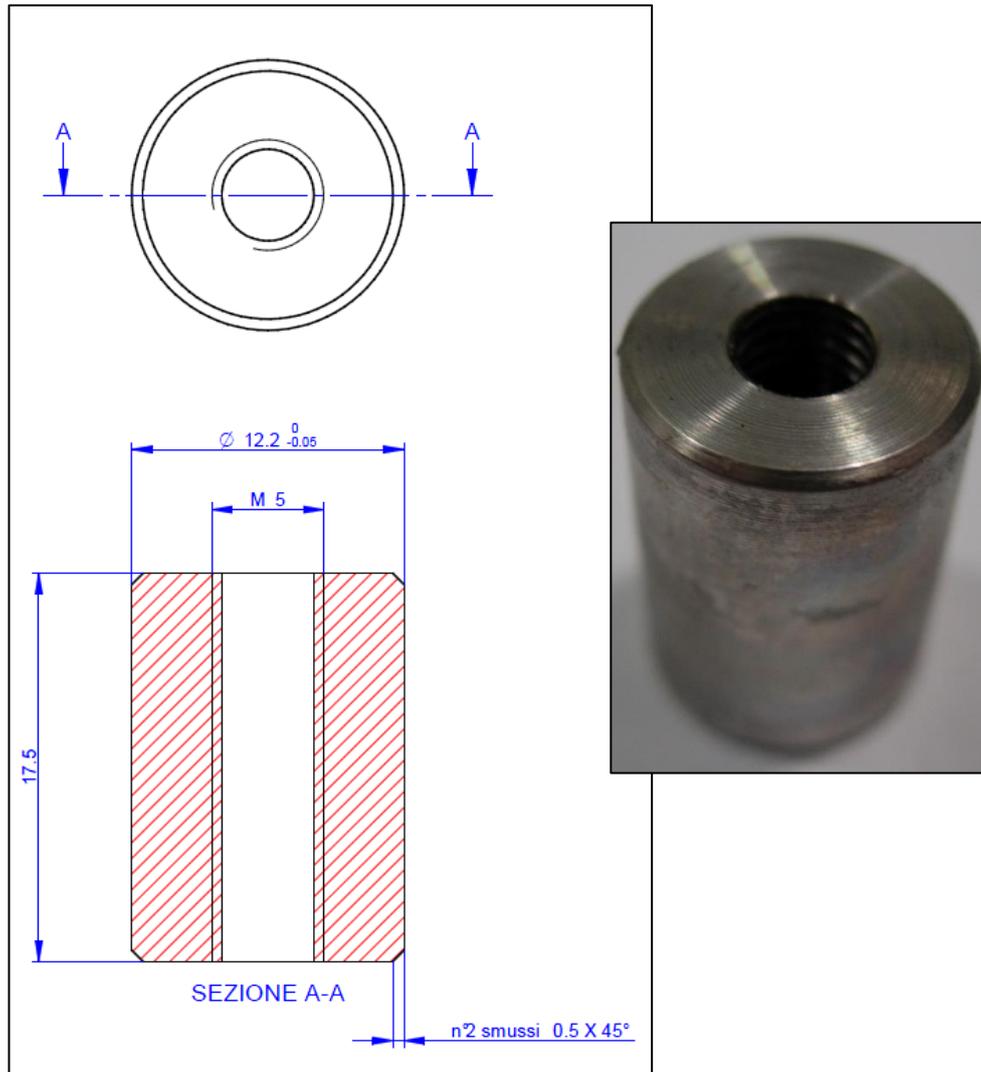
Una estremità dell'asta, quella non lavorata, va accoppiata con il ferma-fronte, che per questo prevede due fori appositi; l'accoppiamento è scorrevole e permette un facile e rapido posizionamento verticale del ferma-fronte all'altezza corretta del paziente. L'altra estremità prevede una tornitura esterna di 0,9 mm di spessore e 16 mm di lunghezza e una rettifica della superficie interna per una lunghezza di 18 mm. Questa estremità va accoppiata alla base in Delrin secondo quanto schematizzato in Figura 5.47.



**Figura 5.47.** Schema accoppiamento della bacchetta alla base.

In riferimento a questa figura, un inserto con foro passante filettato viene collegato all'interno della bacchetta mediante incollaggio; tali elementi sono poi fissati alla base mediante una vite a testa svasata ed esagono incassato, come chiarito nello schema. La bacchetta non

viene dunque forzata nel foro ma è trattenuta in sede dalla forza di serraggio della vite che agisce direttamente sull'inserto; l'incollaggio deve garantire l'assenza di scorrimento relativo tra inserto e bacchetta. In Figura 5.48 è riportato l'inserto utilizzato.



**Figura 5.48.** Inserto filettato in acciaio Inox [1].

La colla utilizzata per l'accoppiamento è un *adesivo* di tipo *cianoacrilico* sottoforma di gel: vedere Figura 5.49. Le sue caratteristiche sono facilmente reperibili dalla scheda tecnica [23].



*Definizione della flessione nominale:*

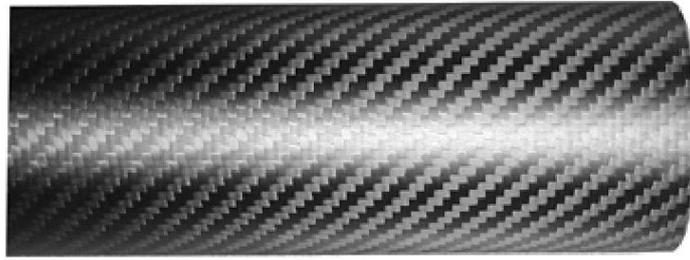
In accordo col progettista, si è assunta come **freccia massima nominale** di flessione delle bacchette in carbonio, uno spostamento pari a **3 mm**; questo è accettabile per la buona riuscita dell'esame. Occorre dunque verificare che, per forza nominale  $F_1$  applicata, la freccia conseguente sia minore od uguale a 3 mm.

*Determinazione sperimentale delle caratteristiche del materiale:*

Per il materiale costitutivo delle bacchette, composito in fibra di carbonio a matrice epossidica, non erano disponibili le principali proprietà meccaniche, quali il modulo elastico  $E$  (rigidezza intrinseca del materiale) e la resistenza a flessione. Si è per questo contattata l'azienda ITALCANNA produttrice dei tubi in carbonio, materia prima dai quali, per asportazione di truciolo, si ottiene la forma finale delle bacchette. Il tubo di partenza, riportato in Figura 5.50 è di classe S ed ha le seguenti caratteristiche principali [24]:

<b>Matrice</b>	Resina epossidica
<b>Tipologia di fibre</b>	Fibre in carbonio classe E unidirezionali longitudinali con leggero strato esterno a trama <i>twill</i>
<b>Modulo elastico a flessione</b> *	95-100 GPa
<b>Resistenza a trazione</b> *	2300 MPa
<b>Densità materiale</b>	1550 kg/m <sup>3</sup>

Questi tubi cilindrici vengono realizzati partendo da un'anima interna, il cui diametro definisce il diametro interno del tubo, a cui poi vengono sovrapposti i vari strati rinforzati con fibra di carbonio, fino al raggiungimento dello spessore di composito voluto [24].



**Figura 5.50.** Tubo in fibra di carbonio - classe S [24].

Le caratteristiche meccaniche (\*) riportate nella precedente tabella si riferiscono, tuttavia, a tubi di dimensioni molto maggiori rispetto a quelli effettivamente utilizzati per la realizzazione delle bacchette e sono indicativi di una stratificazione tipica; tali valori, per materiali compositi, sono fortemente variabili con lo spessore del tubo, inoltre la resistenza indicata è a trazione mentre, nel nostro specifico caso, la sollecitazione predominante è la flessione per cui va determinata la resistenza a questo tipo di sforzo; essendo, infatti, materiali fortemente anisotropi, possiedono caratteristiche fortemente diverse dipendenti dalla direzione lungo la quale si misurano (longitudinale, trasversale ecc...).

Per questi motivi si è ritenuto fondamentale determinare sperimentalmente i valori del modulo elastico e della resistenza a flessione, utili per eseguire stime teoriche del comportamento meccanico dell'oggetto in questione (simulazioni FEM) e per futuri confronti finalizzati alla scelta di materiali alternativi.

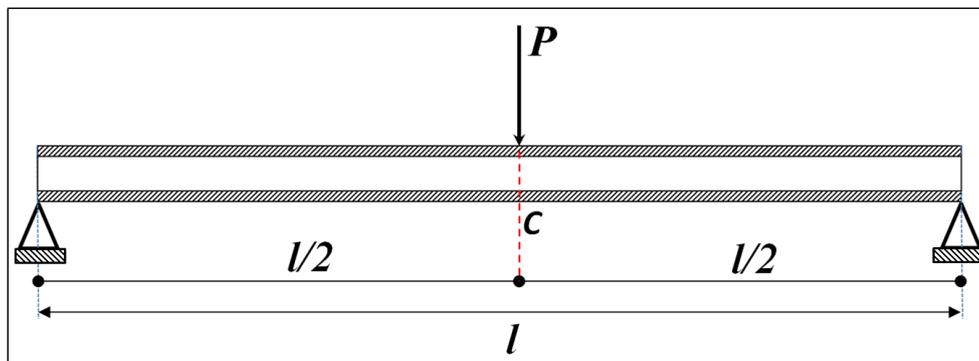
### **1) Determinazione sperimentale del modulo elastico del materiale**

Tipicamente, per la caratterizzazione di un materiale, si è soliti approntare una prova di trazione, secondo la vigente normativa, in cui vengono testati un certo numero di provini di forma e dimensioni standard (solitamente a clessidra), del materiale in studio; per ciascuno si registrano le coppie di valori forza-allungamento (poi normalizzate a tensione-deformazione) fino a rottura. Con questi punti sperimentali si va a costruire la cosiddetta curva di trazione, avvalendosi di appropriati modelli matematici (ad esempio: Ramberg-Osgood).

Si risale poi direttamente al modulo elastico del materiale che è proporzionale all'inclinazione del tratto lineare elastico iniziale della curva di trazione.

Non avendo a disposizione macchine e apparecchiature di prova dedicate a questo tipo specifico di test, si è proceduto per un'altra strada.

Per la stima del modulo elastico si è allestita una **prova di flessione a tre punti** secondo quanto suggerito in [7]; questo è il tipico metodo utilizzato per la caratterizzazione dei materiali compositi. Si veda lo schema di Figura 5.51.

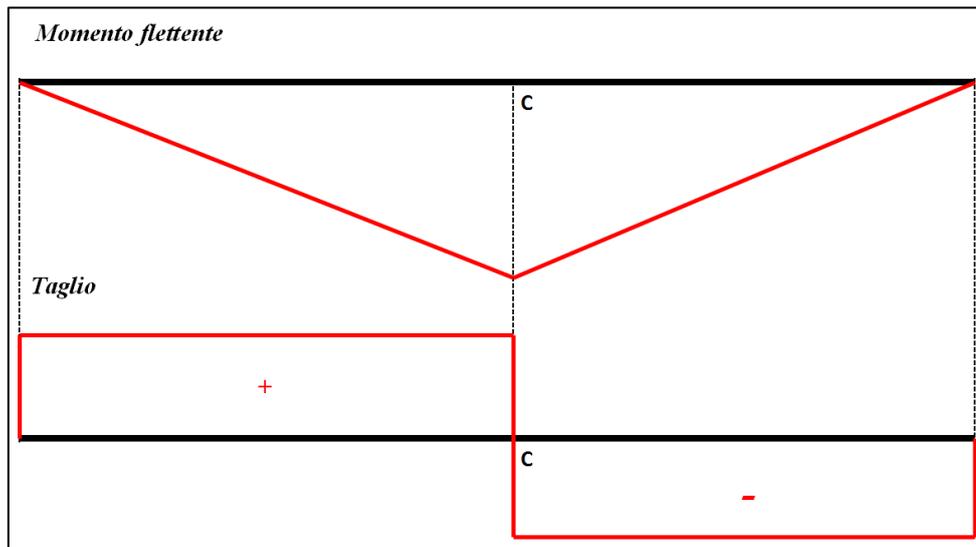


**Figura 5.51.** Prova di flessione a tre punti.

Tale prova consiste nel porre un elemento trapeiforme di geometria nota (del materiale che si vuole studiare) su due appoggi (del tipo: cerniera) di estremità e caricandolo con una forza  $P$  nel punto  $C$  (punto di mezzeria della trave), misurando con un comparatore l'effettivo spostamento verticale (freccia) del punto stesso rispetto agli appoggi. In Figura 5.52 i diagrammi delle sollecitazioni.

Dalla teoria della linea elastica, si estrapola la relazione tra l'abbassamento del punto  $C$  e il modulo elastico del materiale. Si riporta di seguito tale relazione, tratta da [12]:

$$f_c = \frac{Pl^3}{48 EI}$$



**Figura 5.52.** Diagramma del momento flettente e del taglio.

Dove:

$f_c$  = freccia massima (mm) [*GRANDEZZA MISURATA*]

$P$  = forza (N) [*VARIABILE NOTA*]

$l$  = distanza tra gli appoggi (mm) [*GRANDEZZA NOTA*]

$E$  = modulo elastico ( $\text{N/mm}^2 = \text{MPa}$ ) [*GRANDEZZA INCOGNITA*]

$I$  = momento di inerzia dell'area della sezione trasversale [*GRANDEZZA NOTA*]

Il momento di inerzia di area della sezione è calcolabile nota la geometria della sezione; si può estrapolare da manuale, ad esempio in [8].

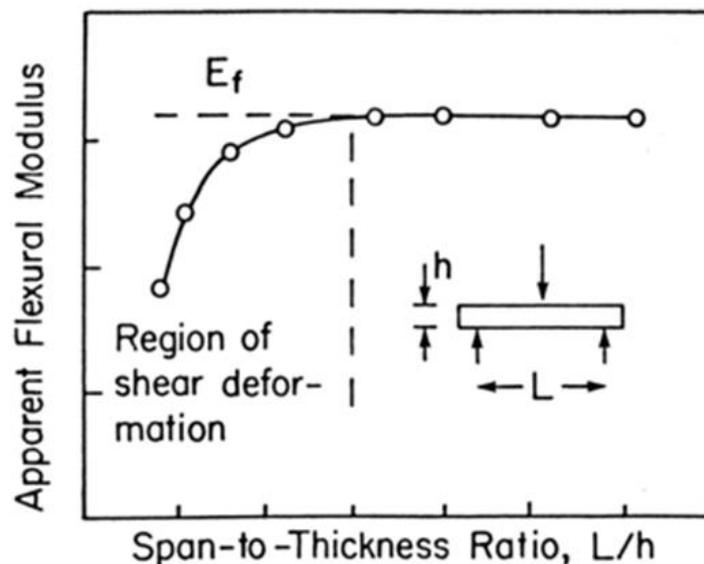
Nella determinazione del modulo elastico di un materiale composito mediante prova di flessione a 3 punti, occorre tenere conto della disposizione delle fibre; nel caso di fibre disposte lungo l'asse del campione (ovvero ortogonali al carico), occorre tenere conto di un *fattore di correzione per il taglio*. Nel caso tipico di sezione rettangolare del campione (altezza  $h$  e larghezza  $b$ ) si ha:

$$E = \frac{PL^3}{4bh^3f_c} \left( 1 + \frac{6h^2E_x}{5L^2G_{xz}} \right)$$

Il secondo addendo tra parentesi è il fattore correttivo suddetto: la sua definizione necessita della conoscenza del modulo di elasticità trasversale  $G_{xz}$  e del modulo di elasticità longitudinale  $E_x$ . Quando non è possibile determinare il fattore correttivo, occorre procedere alla misura di  $E$  utilizzando la formula approssimata:

$$E = \frac{PL^3}{4bh^3f_c}$$

determinando diversi valori del modulo al variare di  $L$  (= distanza tra gli appoggi), fino all'assestamento del risultato. Si veda il grafico seguente, tratto da [7]:



Come evidente, la stabilità della misura si raggiunge per elevati rapporti di  $L/h$ . Analizzando l'espressione del fattore di taglio, infatti, si nota che all'aumentare di  $L$  esso tende via via a zero.

Scelto dunque un campione di geometria fissata, del materiale da studiare, si applicano ripetutamente diversi pesi  $P$  e, per ciascuno, si misura la freccia  $f_c$ . Per ogni coppia di valori ( $P$ ;  $f_c$ ) si determina dalla formula inversa il modulo elastico:

$$E = \frac{Pl^3}{48 I f_c}$$

La media dei vari  $E$  rilevati fornisce una stima del modulo elastico del materiale.

La prova è stata eseguita su un tubo circolare in carbonio del medesimo tipo utilizzato e su un tubo circolare in alluminio di geometria e caratteristiche note, per la validazione del test. Di seguito le caratteristiche:

- **tubo in carbonio** di geometria nota; vedi Figura 5.53.



Figura 5.53. Campione in carbonio.

<b>DIAMETRO ESTERNO (mm)</b>	15,20
<b>DIAMETRO INTERNO (mm)</b>	12,05
<b>LUNGHEZZA (mm)</b>	1300

- **tubo in lega di alluminio Al 6060 T6**, di geometria e caratteristiche meccaniche note [13]; vedi Figura 5.54.

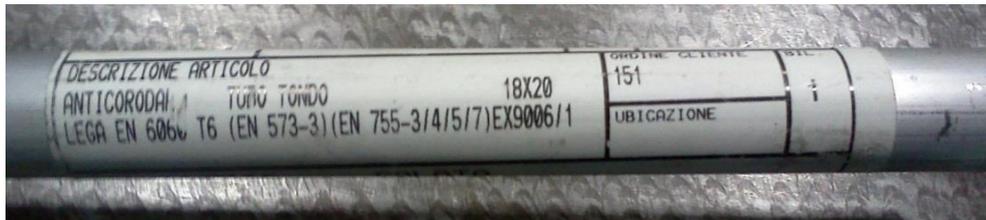


Figura 5.54. Campione in lega di alluminio.

<b>DIAMETRO ESTERNO (mm)</b>	20,0
<b>DIAMETRO INTERNO (mm)</b>	18,0
<b>LUNGHEZZA (mm)</b>	1000

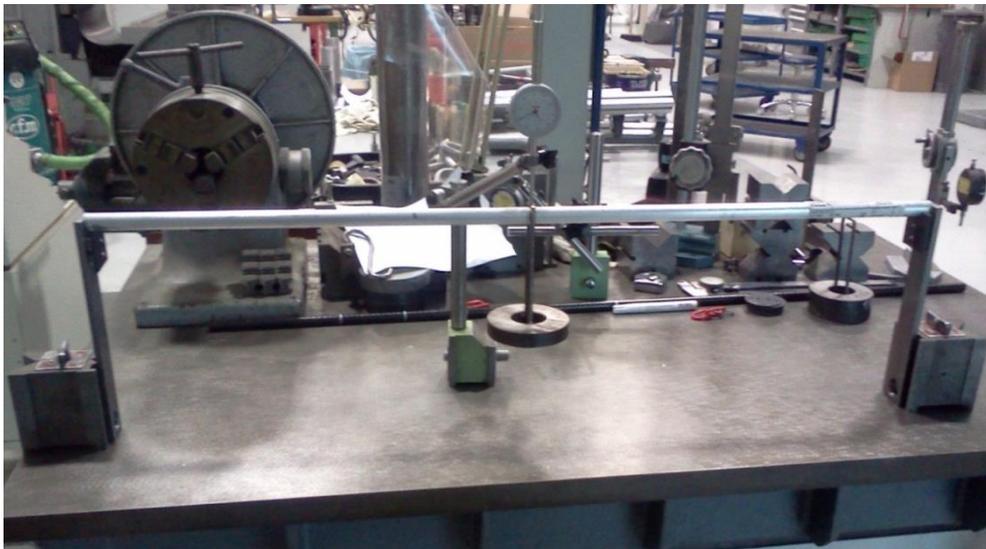
Composizione chimica											
Designazione numerica		-								Impurezza	
A.A.	Si	Fe	Cu	Mn	Mg	Cr	Zn	Zr	Ti	Ciascuna	Totale
6060	0.3 0.6	0.1 0.3	0.10	0.10	0.35 0.6	0.05	0.15	-	0.10	0.05	0.15
Caratteristiche meccaniche											
Designazione numerica A.A.	Stato fisico in base a UNI 3565	Stato fisico in base a UNI 8278	Carico unitario di rottura a trazione Rm (N/mm)		Carico di snervamento Rp 0.2 (N/mm <sup>2</sup> )		Allungamento a rottura %		Durezza HB		
6060	R	O	140 max		80 max		20		40 max		
	TaN	T1	120		50		16		35		
	TaA	T5	185		145		11		55		
	TA	T6	205		165		10		60		
<b>MODULO DI ELASTICITA':</b>							≈66000 N/mm <sup>2</sup>				

Stato fisico T6: solubilizzato, temprato, invecchiato artificialmente

Le Figure 5.55 e 5.56 illustrano lo svolgimento pratico della prova. In Figura 5.57 sono mostrati nel dettaglio gli appoggi di estremità fissati magneticamente al piano di lavoro.

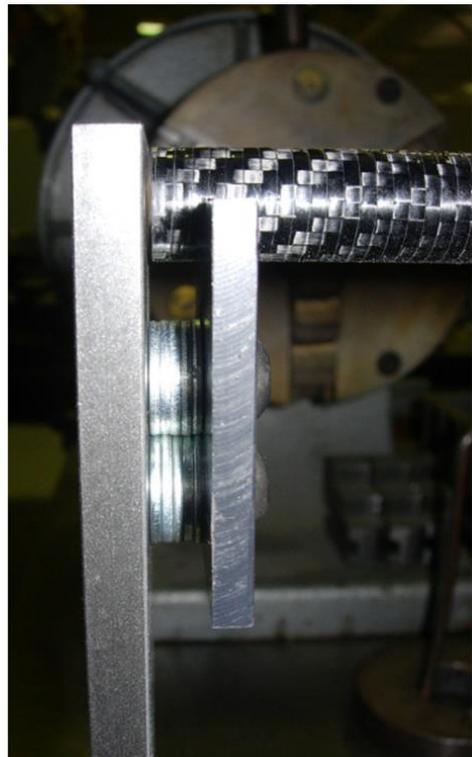
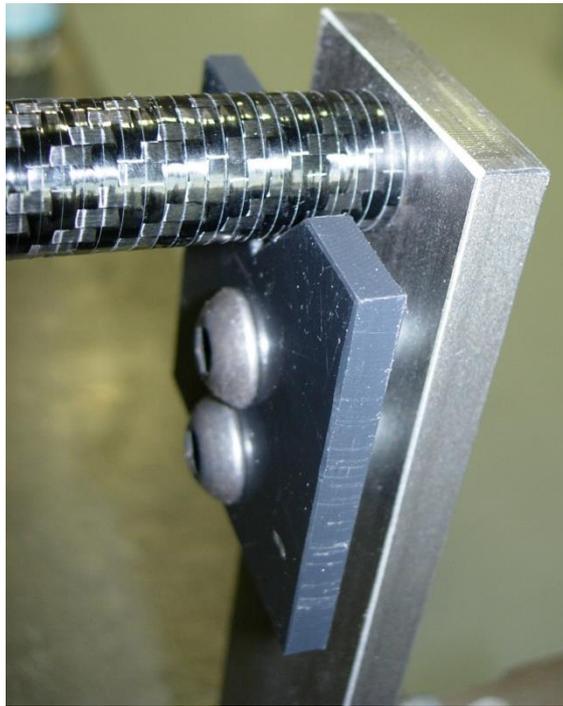


**Figura 5.55.** Attrezzatura per prova di flessione a tre punti su barra di carbonio.



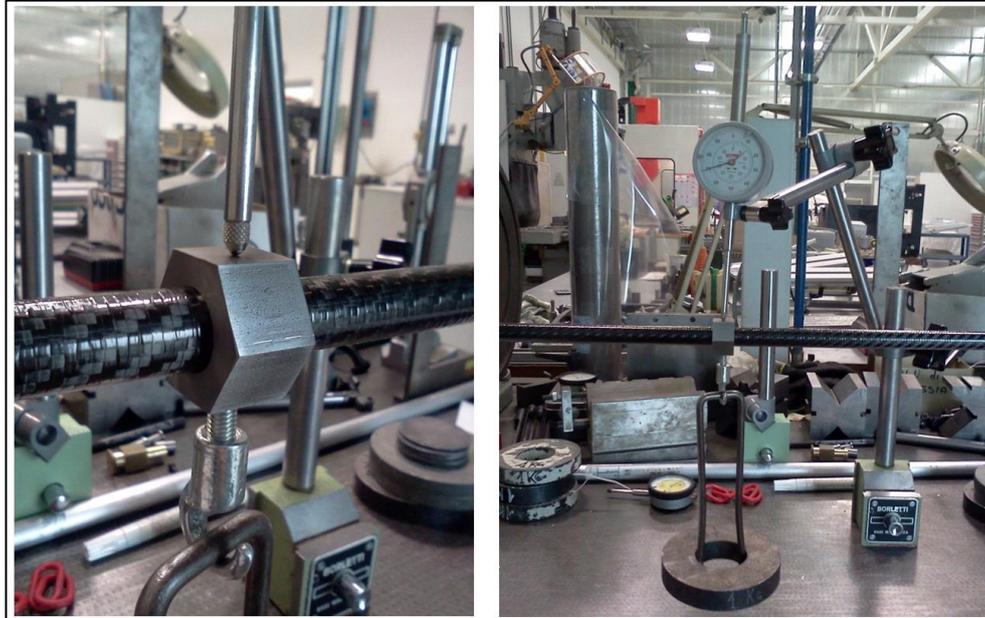
**Figura 5.56.** Attrezzatura per prova di flessione a tre punti su barra di alluminio.

Per rilevare la freccia in mezzeria si è fatto uso di un comparatore con base a fissaggio magnetico al piano di lavoro. Per garantire un appoggio regolare della punta del comparatore durante la misurazione,



**Figura 5.57.** Dettaglio appoggi a V di estremità. Fissaggio magnetico al piano di lavoro.

si è utilizzato un anello a facce piane (accoppiato con gioco alla barra), del tipo riportato in Figura 5.588, al quale si applicano i pesi in prova per mezzo di un gancio filettato e avvitato all'anello stesso.



**Figura 5.58.** Dettaglio anello di supporto carico e applicazione del precarico.

Per annullare gli inevitabili giochi del sistema di prova, è stato applicato un precarico di 1 kg, ripetendo il caricamento e lo scaricamento un numero sufficiente di volte tale da assestare la lettura dello spostamento sul comparatore; il valore così letto sullo strumento è stato considerato come *valore 0* delle misure.

Precarico (kg)	Valore 0 (mm)
1	6,73

Anche il precario è da considerare come valore zero dei pesi applicati. Di seguito si riportano le letture (e relative ripetizioni) per i diversi carichi testati, riferiti al campione in carbonio.

<b>PESI (kg)</b>	<b>FORZE (N)</b>	<b>Lettura 1 (mm)</b>	<b>Lettura 2 (mm)</b>	<b>Lettura 3 (mm)</b>	<b>Lettura 4 (mm)</b>
1,5	15	5,07	5,04	5,13	5,10
2,0	20	3,53	3,53	3,57	3,53
2,5	25	1,87	1,79	1,86	1,90
3,0	30	0,18	0,30	0,33	0,25

Seguono, dunque, per differenza con i valori zero, *forze e frecce effettive* (già riportate in Tabella 1, pag. 7) :

<b>FORZA EFFETTIVA (N)</b>	<b>Freccia f1 (mm)</b>	<b>Freccia f2 (mm)</b>	<b>Freccia f3 (mm)</b>	<b>Freccia f4 (mm)</b>
5	1,66	1,69	1,6	1,63
10	3,2	3,2	3,16	3,2
15	4,86	4,94	4,87	4,83
20	6,55	6,43	6,4	6,48

Importante, inoltre, per la corretta riuscita della misura, consiste nella verifica dell' allineamento dei supporti laterali. Per garantire il miglior allineamento possibile si è preso come riferimento delle misure effettuate il banco di lavoro, secondo quanto riportato in Figura 5.59.

In Tabella 5.60 si riportano dati e risultati della prova di flessione su tubo in carbonio.

In Tabella 5.61 si riportano dati e risultati della prova di flessione su tubo in alluminio.

Il momento di inerzia è stato calcolato mediante la seguente espressione, valida per sezioni circolari cave [8]:

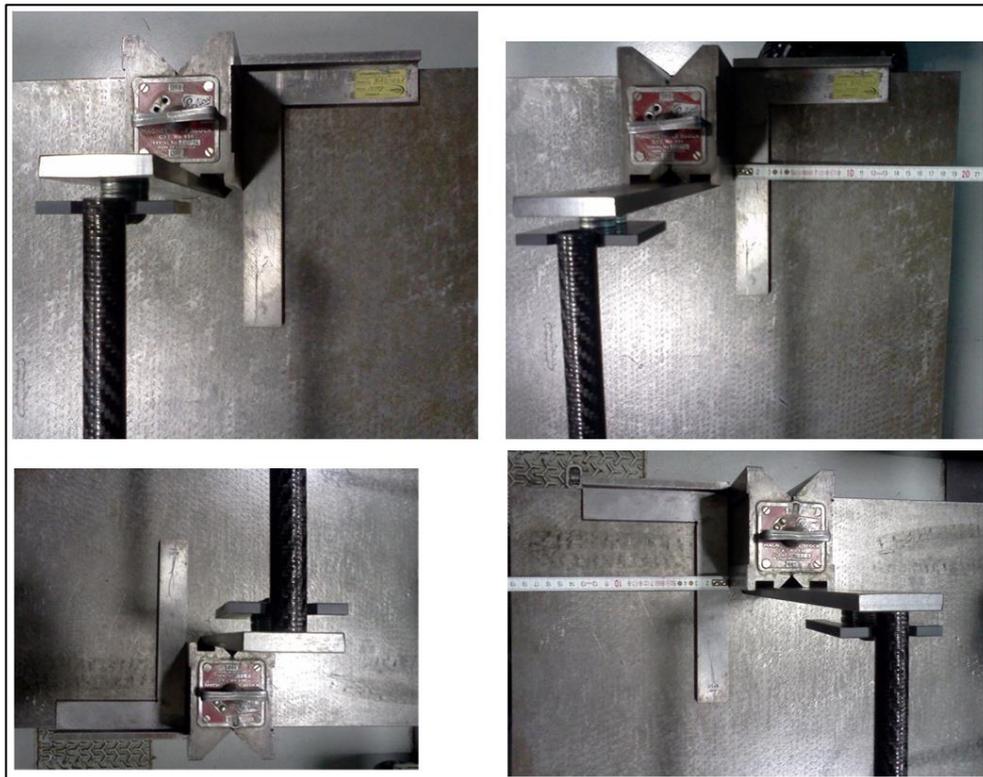
$$I = \frac{\pi(D_e^4 - D_i^4)}{64}$$

Il valore medio del modulo elastico del composito in fibra di carbonio vale circa 84.259 MPa.

Il valor medio del modulo elastico della lega di alluminio, rilevato con la stessa prova, risulta essere 70.667 MPa. Confrontando tale

valore con quello tabulato e ottenuto con prova di trazione standard (= 66.000 MPa) si determina uno scostamento pari a:

$$\frac{70667}{66000} - 1 \cong 0,07 \rightarrow 7\%$$



**Figura 5.59.** Allineamento dei supporti laterali, mediante squadre e metro.

Tale scostamento è ritenuto più che accettabile ed imputabile a tre fattori:

- alla variabilità del materiale
- alla catena di misura
- al numero ridotto di ripetizioni

Testando la lega di alluminio si è dunque verificata l'attendibilità della prova. In definitiva, il **modulo elastico** del composito in fibra di carbonio è risultato essere di **circa  $84,0 \pm 1,0$  GPa**, con errore pari alla stima della deviazione standard [27]. (Vedi *Appendice.*)

P (N)	L (mm)	D_e (mm)	D_i (mm)	I (mm <sup>4</sup> )	f1(mm)	f2(mm)	f3(mm)	f4(mm)	freccia media (mm)	E (MPa)	E_medio (MPa)
5	1276	15,2	12,05	1585,312232	1,66	1,69	1,6	1,63	1,645	82985,09151	84259,8202
10	1276	15,2	12,05	1585,312232	3,2	3,2	3,16	3,2	3,19	85586,50504	
15	1276	15,2	12,05	1585,312232	4,86	4,94	4,87	4,83	4,875	84006,44648	
20	1276	15,2	12,05	1585,312232	6,55	6,43	6,4	6,48	6,465	84461,23776	

**Tabella 5.60** Risultati sperimentali per campione in carbonio.

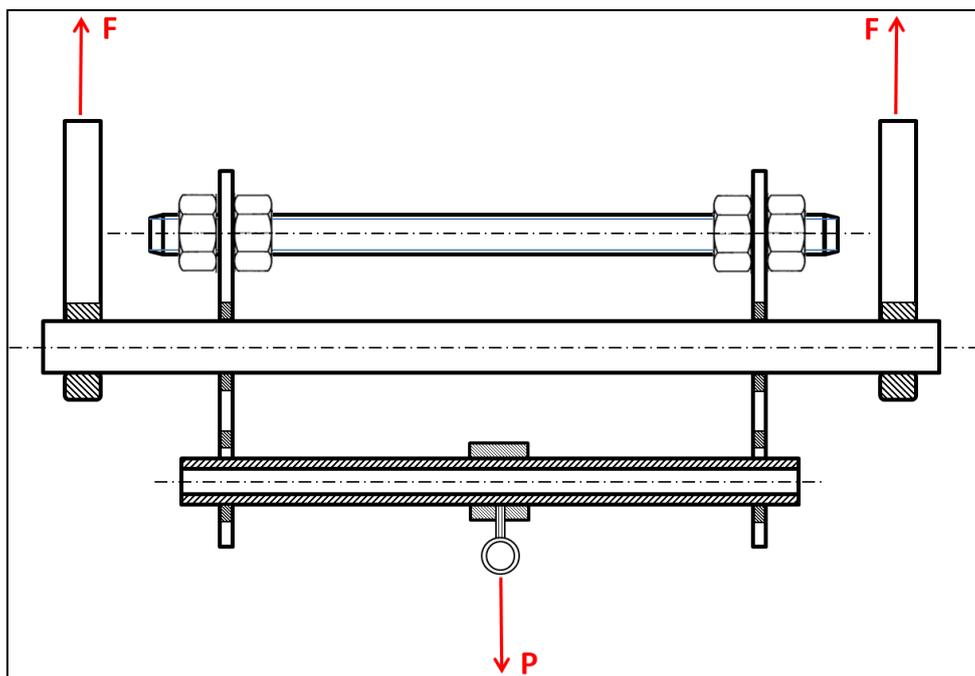
P (N)	L (mm)	D_e (mm)	D_i (mm)	I (mm <sup>4</sup> )	f_1 (mm)	f_2 (mm)	f_media (mm)	E (MPa)
10	976	20	18	2700,984284	1,02	0,98	1	71711,0627
20	976	20	18	2700,984284	2,04	2,08	2,06	69622,39097

**Tabella 5.61.** Risultati sperimentali per campione in alluminio.

## b) Determinazione sperimentale della resistenza a flessione del materiale

In [7] è suggerito sempre l'utilizzo del medesimo metodo di prova utilizzato per ricavare il modulo elastico  $E$  del materiale: la prova di flessione a 3 punti.

Il test è stato eseguito su tre tubi in carbonio, utilizzando un'attrezzatura dedicata, schematizzata in Figura 5.62.



**Figura 5.62.** Schema concettuale dell'attrezzatura di prova.

Il campione tubolare in carbonio è supportato alle estremità da due lastre metalliche con fori di diametro maggiore a quello esterno del campione, in modo da permettergli di deformarsi liberamente quando sollecitato. La distanza tra le due lastre è regolabile agendo sui dadi della barra filettata. Tutto il sistema è appeso a due catene laterali che fanno presa su una barra trasversale passante attraverso le due lastre. La forza  $P$  applicata è trasmessa al campione mediante un anello di larghezza sufficiente a favorire una leggera distribuzione del carico, evitando rotture dovute a taglio. Il carico  $P$  è realizzato mediante pesi gradualmente applicati (circa 1 kg per volta) e collegati all'anello

mediante gancio filettato. Si veda la Figura 5.63 per l'allestimento pratico della prova.

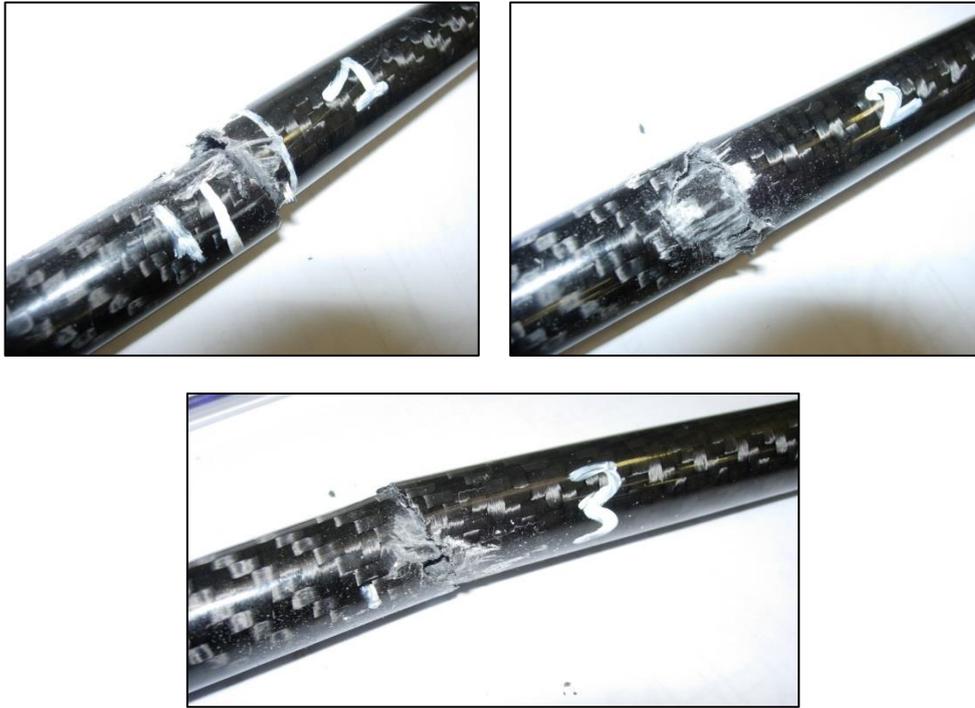


**Figura 5.63.** Allestimento pratico della prova di carico a tre punti.

La Figura 5.64 mostra i tre campioni portati a rottura durante i test; in Tabella 5.65 sono elencati i dati e i risultati di prova, in cui:  $L$  = distanza tra gli appoggi;  $D_e$ ,  $D_i$  = diametro esterno e diametro interno del campione.

La tensione  $\sigma$  a rottura, è stata così calcolata:

$$\sigma = \frac{M_f}{W_f} = \frac{\frac{P}{2} \cdot \frac{L}{2}}{\frac{\pi(D_e^4 - D_i^4)}{32 \cdot D_e}} = \frac{8PLD_e}{\pi(D_e^4 - D_i^4)}$$



**Figura 5.64.** Campioni testati.

N°	L (mm)	D <sub>e</sub> (mm)	D <sub>i</sub> (mm)	P <sub>rottura</sub> (N)	σ <sub>rottura</sub> (MPa)	σ <sub>media</sub> (MPa)
1	170	15,2	12	1200	241,89	251,95
2	167	15,2	12	1260	249,50	
3	164	15,2	12	1360	264,47	

**Tabella 5.65.** Risultati di prova per il campione 1, 2 e 3.

Essa coincide con quella equivalente di Von Mises essendo la tensione di taglio trascurabile rispetto a quella di trazione, come facile verificare.

La **tensione di rottura a flessione** vale, dunque, circa **252,0 MPa**.  
(Vedi Appendice.)

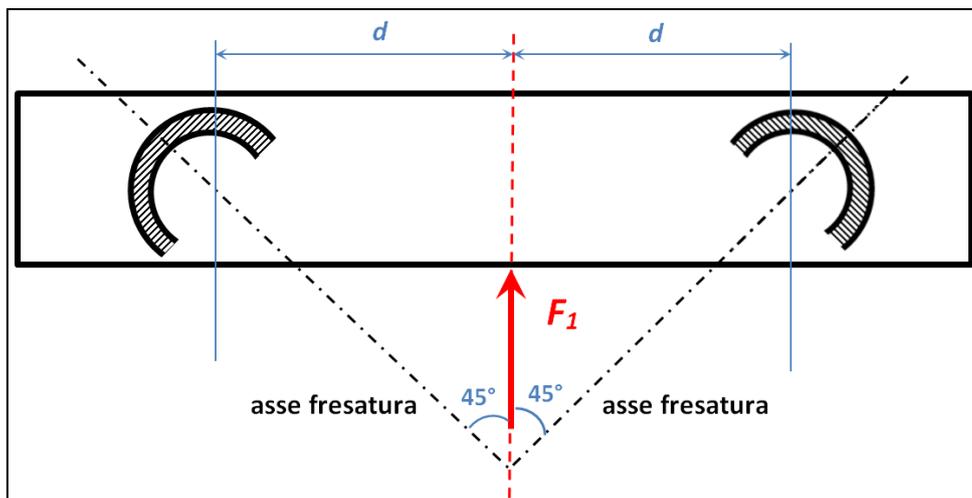
### Verifica della rigidità flessionale del gruppo

Raccolti i dati sul materiale, si passa a verificare se l'effettiva rigidità del sostegno ferma-fronte rispetta quella nominale condivisa e ritenuta accettabile. Con forza  $F_1 = 35,0$  N, la freccia massima tollerata è pari a  $f_1 = 3,0$  mm; segue la **rigidità flessionale nominale**:

$$k_{f,N} = \frac{F_1}{f_1} = \frac{35}{3} \cong 11,67 \frac{N}{mm}$$

Prima di proseguire con la verifica teorica e sperimentale di questo parametro, si avanzano alcune puntualizzazioni.

La prima riguarda il montaggio delle bacchette di sostegno: le due sono montate in modo che l'asse normale alla fresatura sia orientato a  $45^\circ$  rispetto alla direzione del carico esterno, secondo quanto illustrato schematicamente in Figura 5.66.



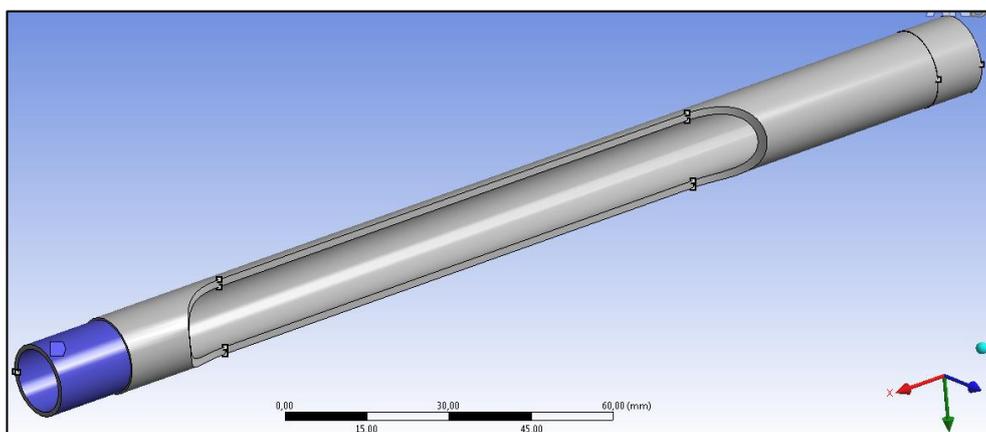
**Figura 5.66.** Orientazione delle bacchette di sostegno rispetto alla direzione del carico.

La seconda precisazione riguarda la trasmissione del carico, agente sul traversino ferma-fronte, alle singole bacchette. Ipotizzando che  $F_1$  sia centrale rispetto alla posizione delle due aste, tale forza si ripartisce in due parti uguali  $F_1/2$  su ciascuna bacchetta; si trascura inoltre l'attrito

tra traversino e bacchetta che provocherebbe su ciascuna di esse una torsione data da  $M_t = F \cdot d$  (in riferimento alla Figura 5.66).

### 1) Verifica teorica della rigidità

La verifica teorica della freccia delle bacchette sotto carico, è stata eseguita attraverso una analisi agli elementi finiti, mediante ANSYS WORKBENCH. L'oggetto in studio, la singola bacchetta, è stata modellata come trave a sbalzo con estremità incastrata; vista la tipologia di accoppiamento tra bacchetta e sede (secondo lo schema di Figura 5.47) sono state definite "fisse" le superfici indicate in Figura 5.67.

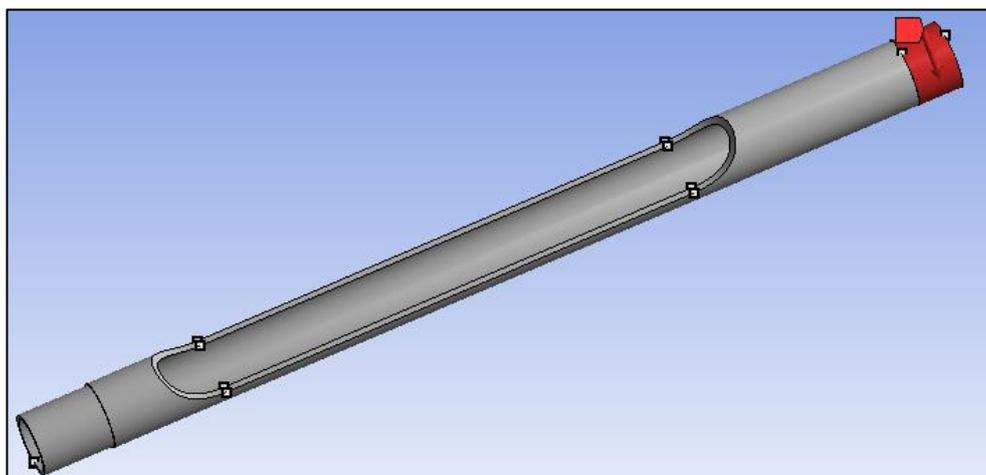


**Figura 5.67.** Simulazione FEM bacchetta di sostegno: definizione dell'incastro.

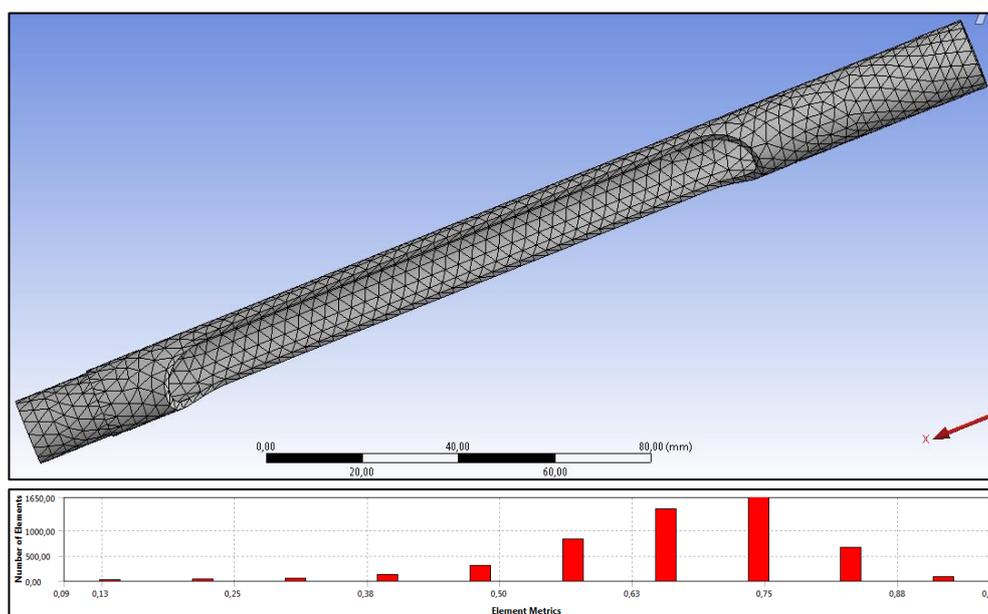
In Figura 5.67 si evince che l'asse z coincide con la direzione dell'asse normale alla fresatura.

Il componente è stato poi caricato da una forza esterna  $F$  con direzione a  $45^\circ$  rispetto all'asse della fresatura; questo è stato ottenuto definendo la forza per componenti. La forza agisce all'estremità libera su una superficie data dalle reali condizioni di accoppiamento col traversino ferma-fronte: la lunghezza di accoppiamento è pari a 20 mm. Si veda in Figura 5.68.

Successivamente il componente è stato discretizzato in elementi finiti triangolari di lato pari a 3 mm, ottenendo una discreta omogeneità della mesh: vedi Figura 5.69.



**Figura 5.68.** Definizione della forzante esterna.



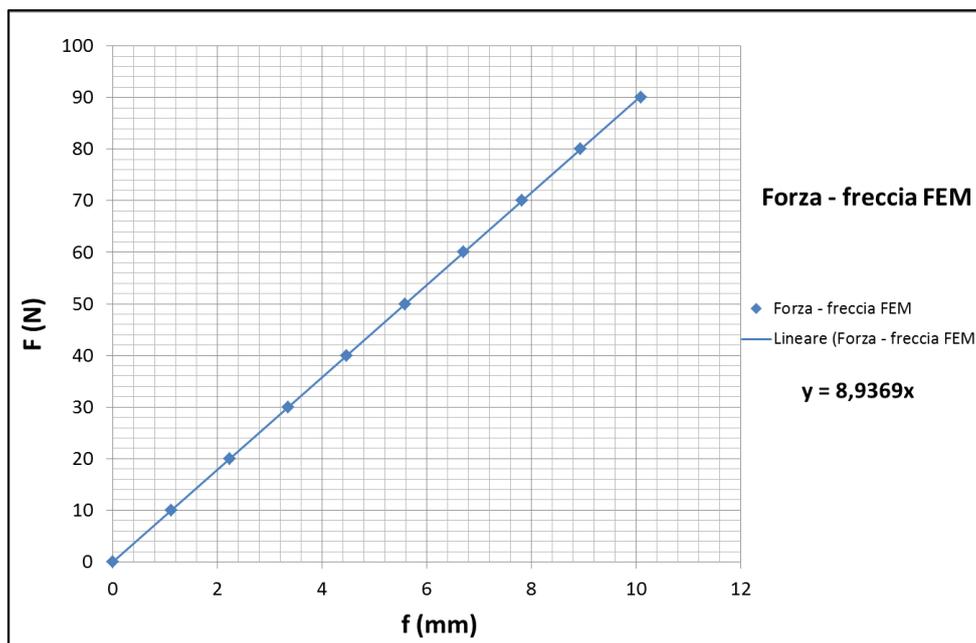
**Figura 5.69.** Generazione della mesh e controllo della sua qualità.

Dopo aver inserito le principali caratteristiche meccaniche del materiale, ricavate ai punti precedenti (modulo E e resistenza a flessione), si è avviata la stima della freccia nella direzione della forzante esterna e la valutazione della distribuzione delle tensioni nel componente, per diversi valori della forza come indicato nella Tabella 5.70. In Figura 5.71 il grafico teorico forza-freccia mostra che la relazione è lineare, in accordo con la teoria della trave [12]. In Figura

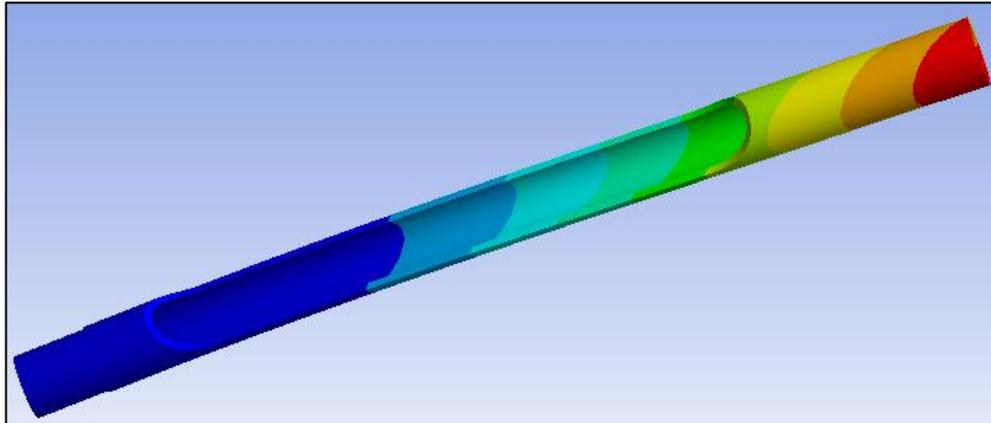
5.72 è riportata la deformazione della bacchetta ottenuta con analisi FEM.

F (N)	f_FEM (mm)	Sigma_max (MPa)
0	0	0
10	1,12	48,65
20	2,24	97,3
30	3,35	145,95
40	4,47	194,6
50	5,59	243,32
60	6,71	291,98
70	7,82	360,63
80	8,94	389,28
90	10,1	437,93

**Tabella 5.70.** Forza esterna e conseguenti frecce e tensioni massime.



**Figura 5.71.** Grafico della *relazione teorica* forza esterna-freccia.

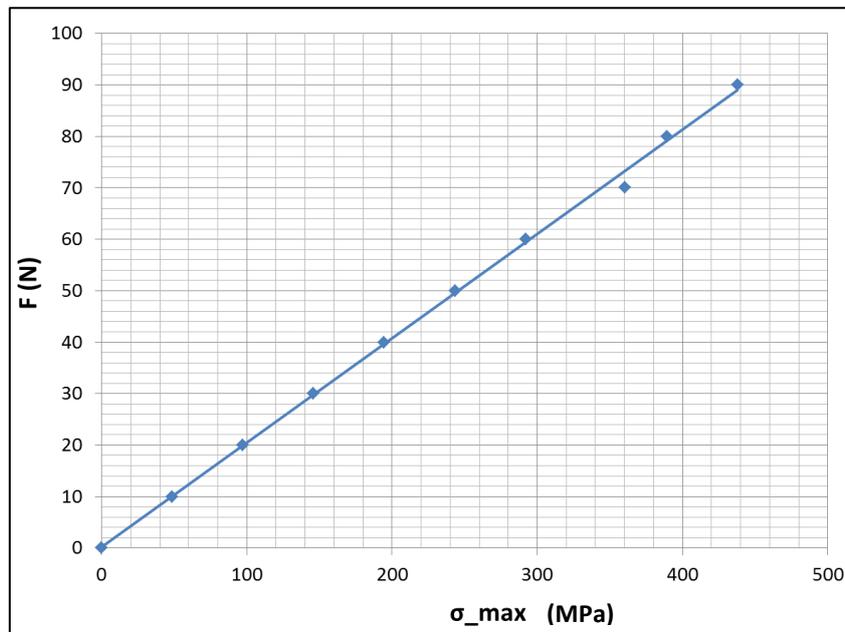


**Figura 5.72.** Deformazione della bacchetta.

Dalla relazione lineare ottenuta,  $F \cong 8,94 f$  risulta verificato teoricamente che per:

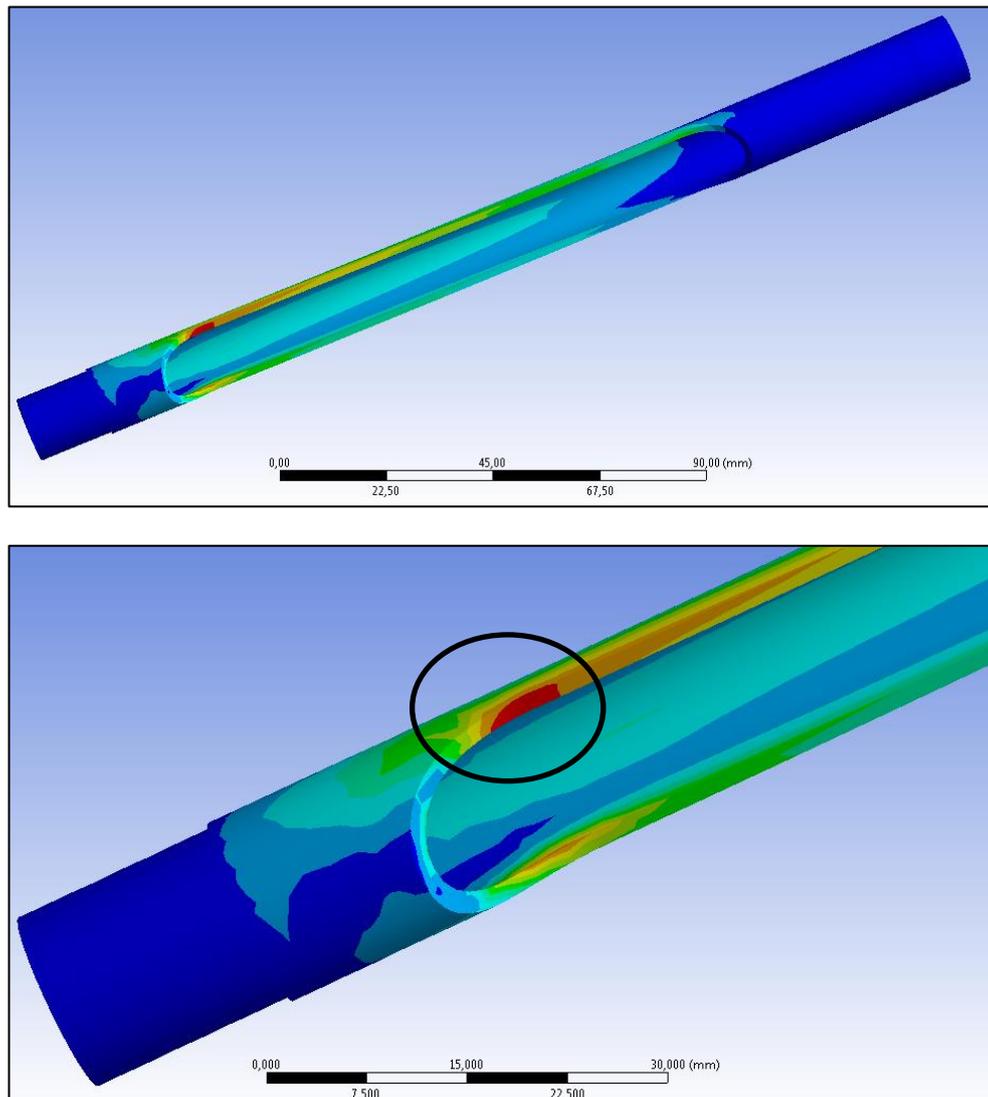
$$F_1 = 35 N \rightarrow F = \frac{F_1}{2} = 17,5 N \rightarrow f = \frac{17,5}{8,94} \cong 1,96 mm$$

Ovvero la **freccia stimata è inferiore a 3 mm**. Questo assumendo nulli i giochi all'incastro (incastro perfetto).



**Figura 5.73.** Grafico forza esterna - tensione massima nel componente.

In Figura 5.73 è mostrato il grafico forza – tensione massima, dove la tensione è calcolata con il criterio di Von Mises; la Figura 5.74 mostra la distribuzione delle tensioni nel componente e la zona di concentrazione delle tensioni, in corrispondenza dell'intaglio (fresatura) dal lato dell'incastro.

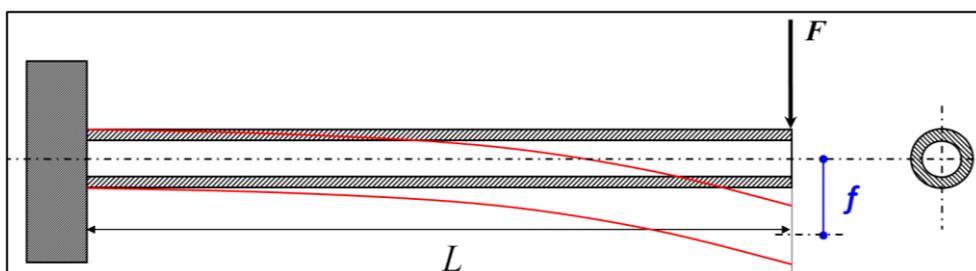


**Figura 5.74.** Distribuzione delle tensioni nel componente e dettaglio del picco di tensioni in corrispondenza dell'intaglio.

Segue a questo punto la validazione sperimentale dei risultati ottenuti.

## 2) Verifica sperimentale della rigidità

Per la verifica sperimentale, è stato necessario replicare le condizioni di trave a sbalzo incastrata ad una estremità (vedi Figura 5.75) con l'obiettivo di misurare la freccia massima (cioè lo spostamento verticale dell'estremo libero) per diversi pesi applicati.

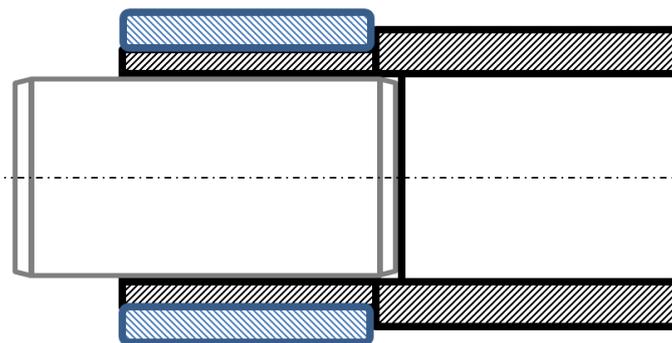
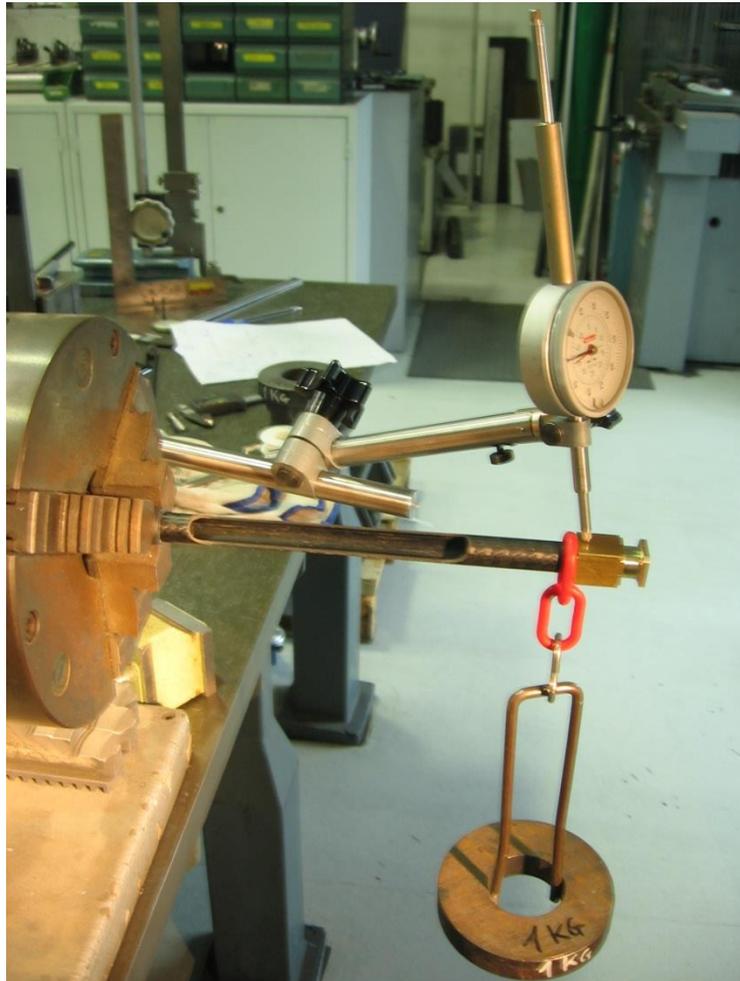


**Figura 5.75.** Modello di trave incastrata.

A questo scopo si è provveduto ad afferrare l'estremità tornita della bacchetta con i morsetti di un mandrino per tornio, dopo aver opportunamente rinforzato questo tratto di tubo mediante leggero forzamento di un perno all'interno e di un collare all'esterno (lunghezze di accoppiamento pari a 16 mm); in questo modo si è evitato il prematuro schiacciamento del materiale all'atto del serraggio dei morsetti. All'estremità libera si è poi applicato un attacco per i pesi, leggermente forzato all'interno della bacchetta, con superfici esterne piane, in modo da permettere un appoggio stabile per l'asta del comparatore. Si veda in Figura 5.76.

Anche in questo caso si è effettuato l'azzeramento del comparatore a seguito dell'annullamento dei giochi (carico e scarico ripetuti con un precarico di 1 kg), fino all'assestamento della lettura sullo strumento. Sono state testate quattro bacchette rispettando l'inclinazione di  $45^\circ$  della fresatura rispetto alla direzione dell'applicazione del carico (operazione eseguita con l'ausilio di una livella).

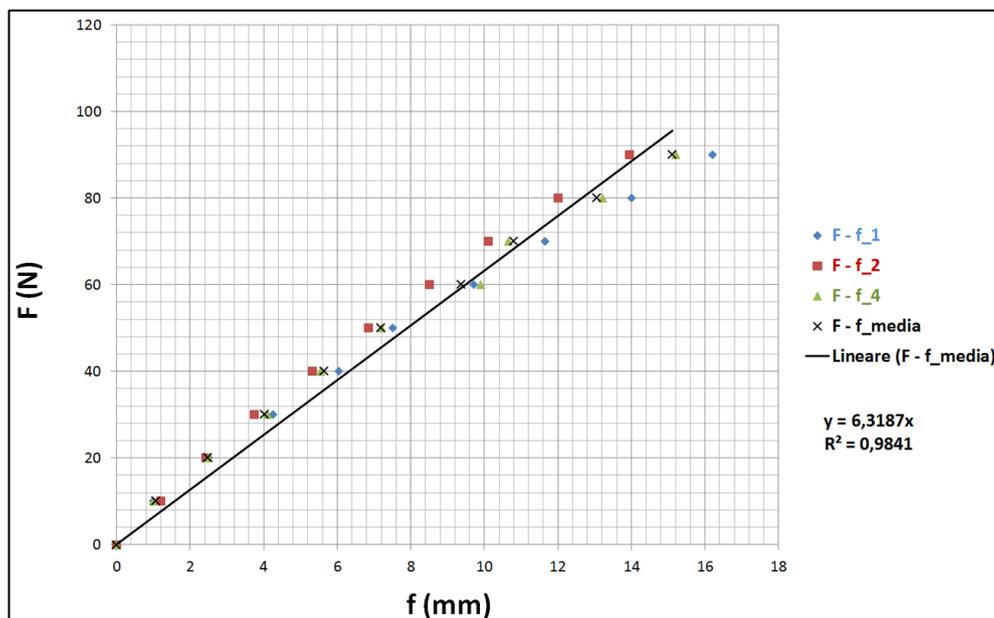
In Tabella 5.77 sono tabulati i valori dei carichi applicati e delle rispettive frecce rilevate nei quattro casi; il campione 3 ha mostrato una risposta anomala per cui si è escluso dalla computazione della relazione sperimentale forza-freccia riportata in Figura 5.78.



**Figura 5.76.** Allestimento pratico della prova (sopra). Dettaglio incastro (sotto): rinforzo con collare esterno e perno interno scorrevoli.

FORZA (N)	freccia_1 (mm)	freccia_2 (mm)	freccia_3 (mm)	freccia_4 (mm)	f_media
0	0	0	0	0	0
10	1	1,2	1	1	1,07
20	2,5	2,43	2,9	2,5	2,48
30	4,25	3,75	4,8	4,1	4,03
40	6,04	5,32	6,7	5,55	5,64
50	7,5	6,85	9	7,2	7,18
60	9,7	8,5	12,75	9,9	9,37
70	11,65	10,1	17	10,65	10,80
80	14	12	CRICCA EVIDENTE	13,2	13,07
90	16,2	13,95		15,2	15,12

**Figura 5.77. Risultati sperimentali.** Il campione 3 ha presentato una risposta anomala. Le frecce riportate sono espresse in mm (errore:  $\pm 0,01$  mm).



**Figura 5.78. Relazione sperimentale forza-freccia.** (Vedi Appendice.)

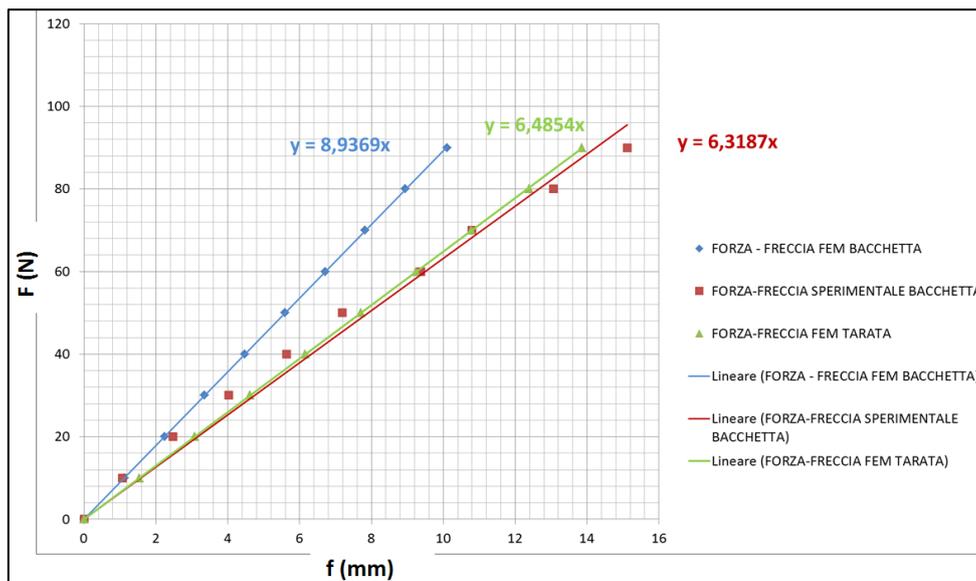
Si è determinata una forte correlazione lineare che interpola i dati sperimentali (parametro  $R^2 = 0,98$ ); l'equazione della retta di regressione è:  $F = 6,32 f$ . Valutando la flessione per carico nominale  $F_I = 35 \text{ N} = 2 F$ , si ottiene:

$$F = \frac{35}{2} = 6,32 f \rightarrow f = \frac{17,5}{6,32} \cong 2,77 \text{ mm}$$

Anche sperimentalmente si è verificato, dunque, che la rigidezza

strutturale del gruppo rimane entro i limiti definiti a progetto, infatti la **freccia** risulta **inferiore** ai **3 mm** nominali.

Confrontando i risultati sperimentali con quelli stimati teoricamente mediante simulazione FEM (vedere Figura 5.79), si rileva un sensibile scostamento tra le due valutazioni.



**Figura 5.79.** Confronto tra risultati teorici e sperimentali.

Tale differenza è imputabile ai seguenti fattori:

- la risposta strutturale elaborata dall'analisi FEM è valutata considerando il componente omogeneo e isotropo (proprietà uguali in ogni direzione). Il componente, in realtà, è in materiale composito di per sé anisotropo, condizione ancor più accentuata dalla disposizione prevalentemente longitudinale delle fibre di rinforzo.
- le condizioni di incastro ideali (incastro perfetto) non sono replicabili sperimentalmente.
- il punto di misura della freccia non coincide esattamente con il punto di applicazione del carico.

La procedura comunemente seguita è quella di “aggiustare” i risultati teorici sulla base di quelli sperimentali; in tal caso, dunque, si è variato il valore del modulo elastico  $E$  a partire da quello ricavato in

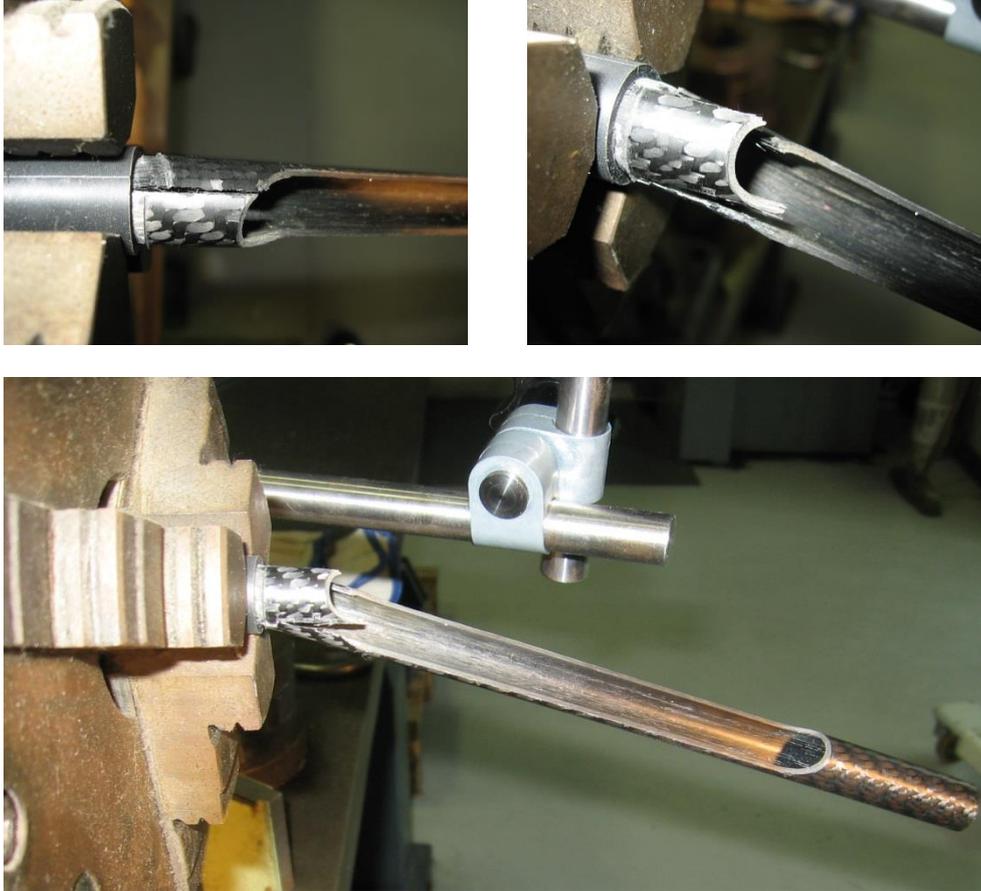
direzione longitudinale (= 84 GPa), abbassandolo fino a portare la curva teorica  $F-f$  a coincidere con quella sperimentale (curva F-f tarata di Figura 5.79). Il valore del modulo elastico per cui si ottiene questo allineamento vale **61 GPa**; questo è di fatto il modulo elastico di un materiale omogeneo e isotropo con comportamento meccanico equivalente a quello del nostro composito.

Così facendo si è di fatto *calibrato il modello teorico* sulla base di quello sperimentale.

Questi quattro campioni sono stati poi sollecitati staticamente a flessione, con lo scopo di identificare un carico indicativo di rottura. Si veda la tabella seguente:

n°	Carico di rottura (N)
1	$\geq 150$
2	$\geq 150$
3	$75 \pm 5$
4	$\geq 150$

Tre campioni su quattro hanno retto un carico a flessione, applicato all'estremo libero, maggiore di 15 kg. Il terzo campione si è rotto, invece, con un carico di circa 8 kg; questo campione aveva presentato, come detto, un comportamento elastico anomalo. In tal caso risulta critico validare, attraverso questi risultati, il modello teorico di valutazione della tensione massima, costruito al paragrafo precedente. Basandoci su tale modello, riportato alla Figura 5.73, la tensione di rottura, valutata sperimentalmente pari a 252 MPa, verrebbe raggiunta con un carico di appena 50 N (5 kg) per cui il manufatto dovrebbe rompersi per carichi superiori. Questo fatto non si verifica; i componenti sono risultati, anzi, molto più resistenti di quanto stimato. In accordo col modello è, invece, l'ubicazione del punto più sollecitato come indicato in Figura 5.74. Si riporta, a tal proposito, qualche immagine documentale relativa alla rottura del campione 3, in cui si evidenziano i punti di rottura.



**Figura 5.80.** Cedimento statico a flessione della bacchetta.

### *Definizione delle prove di fatica*

A questo punto, si è passati a testare il gruppo di fissaggio. Con l'obiettivo di costruire una curva di previsione di vita, è indispensabile sottoporre a test più di un campione, ciascuno ad un differente livello di carico. Naturalmente, i costi della prova sono direttamente proporzionali al numero ed alla complessità dei campioni, per cui si è deciso di testare quattro gruppi con architettura opportunamente semplificata. Chiaramente, perché la prova replichi meglio possibile le condizioni reali di funzionamento, vanno mantenuti inalterati: l'interasse tra le bacchette, le lunghezze di accoppiamento (tra

bacchette/base e tra bacchette/ferma-fronte), le tipologie di accoppiamento e i materiali in gioco.

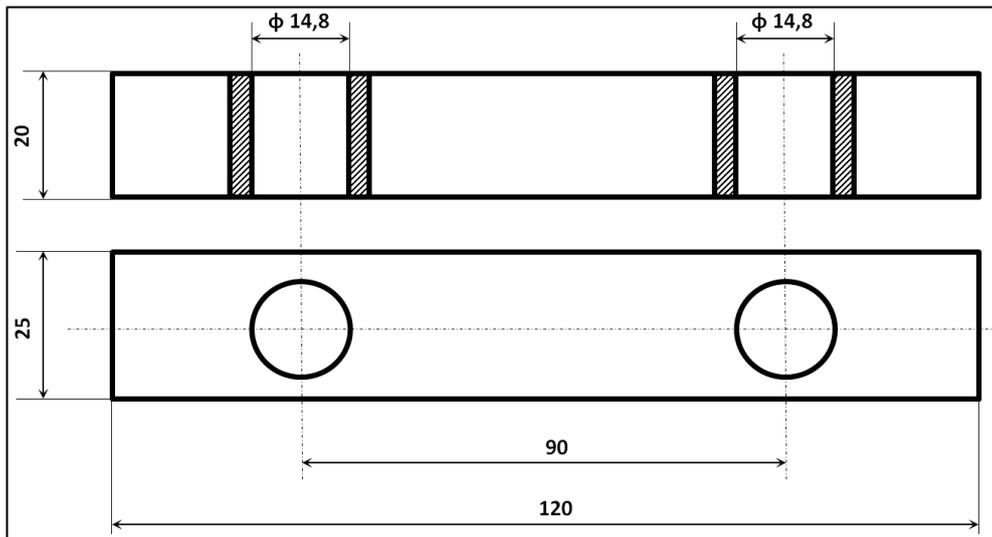
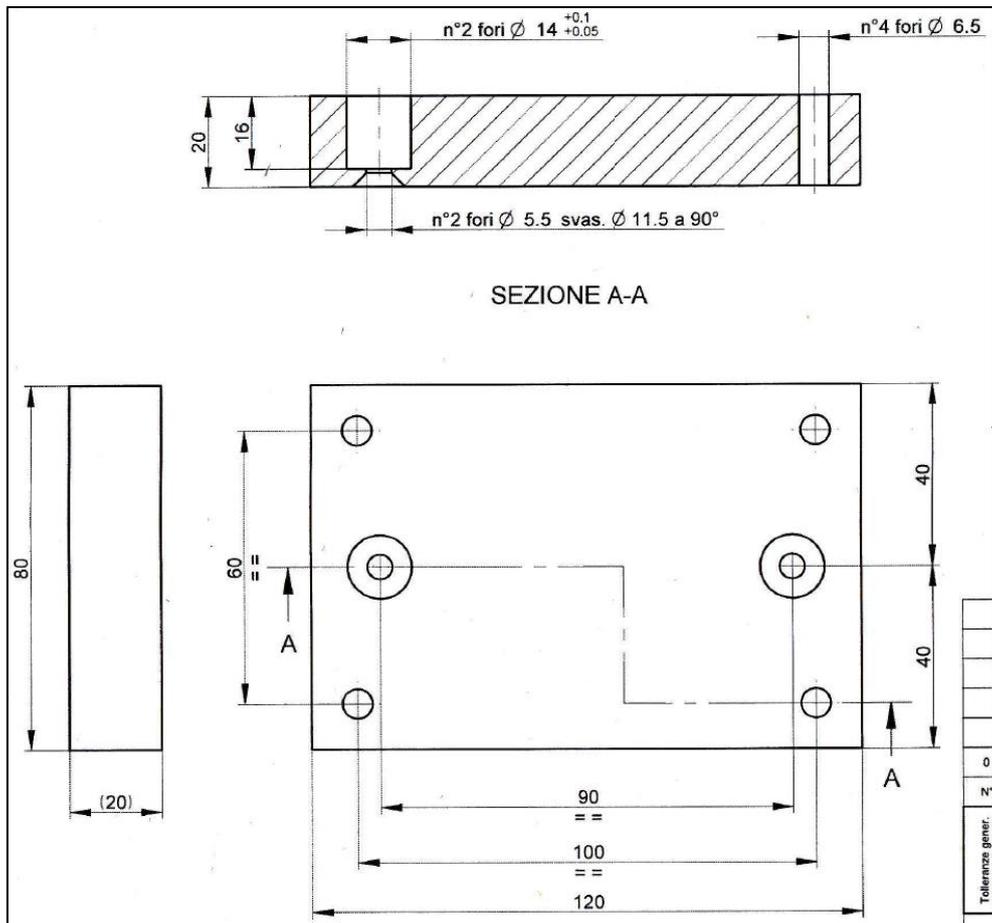
Le parti che in ultimo sono state modificate in ottica di prova sono: la base delle bacchette e il traversino ferma-fronte. Si veda la Figura 5.81.

La Figura 5.82 mostra uno di questi gruppi semplificati.

Il passo successivo prevede la definizione dell'attrezzatura di prova. Anche in questo caso è stata utilizzata un'apparecchiatura pneumatica, con cilindri a doppio effetto a stelo non passante come attuatori della spinta (diametro 20 mm, corsa 40 mm). Per garantire che la forza esterna si ripartisca equamente sulle due bacchette del sistema, la spinta desiderata è generata da due cilindri, come chiarito dalla Figura 5.83, di interasse pari a quello tra le bacchette (=90 mm). Testando i quattro sistemi in parallelo, è stato necessario impegnare, di conseguenza, otto cilindri pneumatici del medesimo tipo. Il fissaggio dei cilindri è del tipo "a parete con dado"; la parete è essenzialmente una piastra in lega di alluminio fissata ad un angolare mediante due bulloni, a sua volta fissato ad una base di sostegno mediante altri quattro bulloni. Si veda in Figura 5.84.

I sistemi di fissaggio da testare, sono a loro volta fissati alla medesima base di sostegno, mediante due viti che si impegnano in apposite scanalature longitudinali; queste consentono di posizionare il sistema ad una prefissata distanza dalla parete di sostegno dei cilindri. Si vedano i dettagli in Figura 5.85. Inoltre, per evitare che i traversini ferma-fronte fossero scalzati dalle bacchette nella fase di spinta dei cilindri, si è provveduto ad applicare OR elastomerici di fermo (v. Figura 5.85).

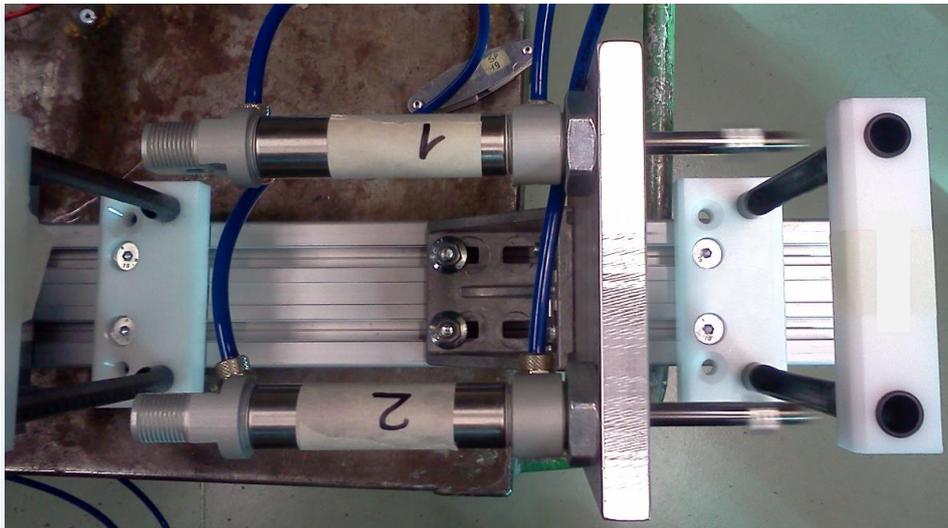
Per avere il controllo dell'effettiva forza scaricata sul sistema, non possibile attraverso la regolazione della pressione dell'aria che alimenta i cilindri, si è imposta la flessione del sistema attraverso la corsa dei pistoni; in poche parole, si è attuato il controllo del carico sviluppando *prove di fatica a deformazione imposta*.



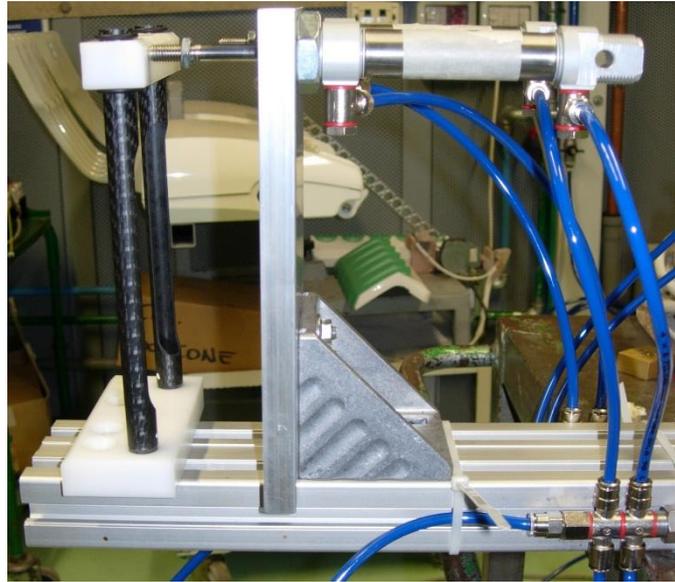
**Figura 5.81.** Semplificazione di base [1] e traversino ferma-fronte. Materiale: Delrin.



**Figura 5.82.** Gruppo di prova.



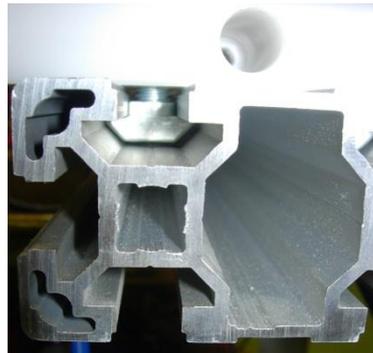
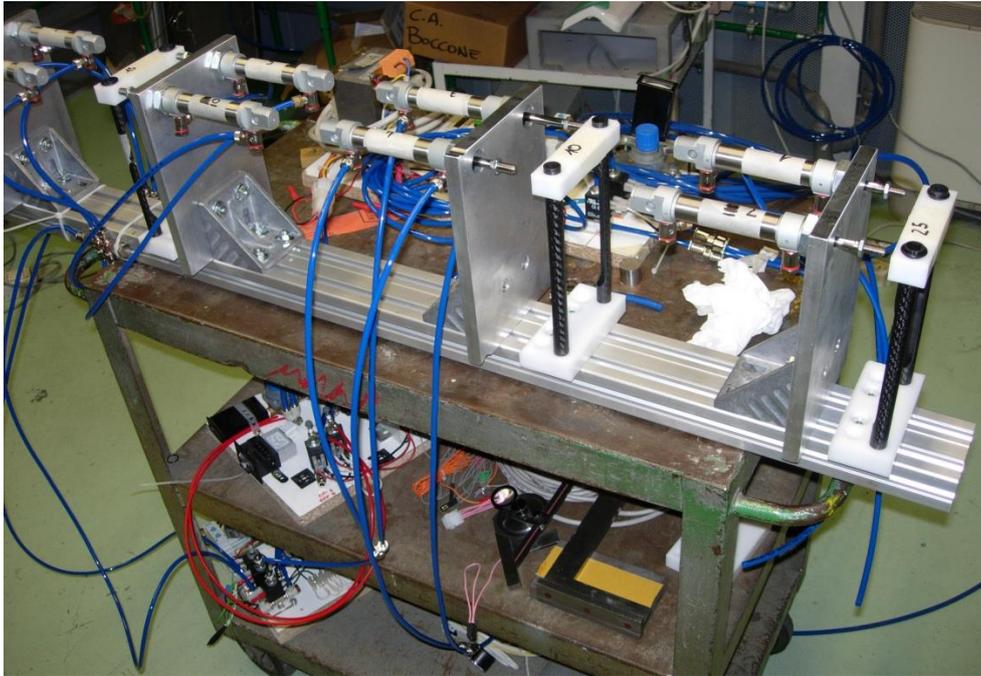
**Figura 5.83.** Applicazione della forzante esterna mediante utilizzo di due cilindri pneumatici. Fissaggio dei cilindri: a parete con dado.



**Figura 5.84.** Configurazione di prova. Dettaglio fissaggio della parete di sostegno dei cilindri.

Ciò è stato facilitato dal fatto che il materiale delle bacchette consente un totale recupero elastico della deformazione fino a carichi elevati, quasi ai limiti della rottura (comportamento per altro tipico dei materiali compositi [25]). Dunque, utilizzando la relazione sperimentale forza-freccia ricavata in precedenza (grafico in Figura 5.78), per applicare un carico  $F^*$  al sistema occorre imporgli una flessione  $f^*$  pari a:

$$F = \frac{F^*}{2} \cong 6,32 f^* \rightarrow f^* = \frac{F^*}{12,64}$$



**Figura 5.85.** *Simulatore di prova.* Dettagli: sistema di fissaggio e applicazione degli OR.

Il valore  $f^*$  è imponibile al sistema nel seguente modo:

1. si rileva la massima estensione dello stelo del pistone rispetto alla piastra di sostegno dei cilindri (sia  $e$ ).
2. si fissa il sistema in prova ad una distanza  $d$  dalla piastra di sostegno dei cilindri tale che:

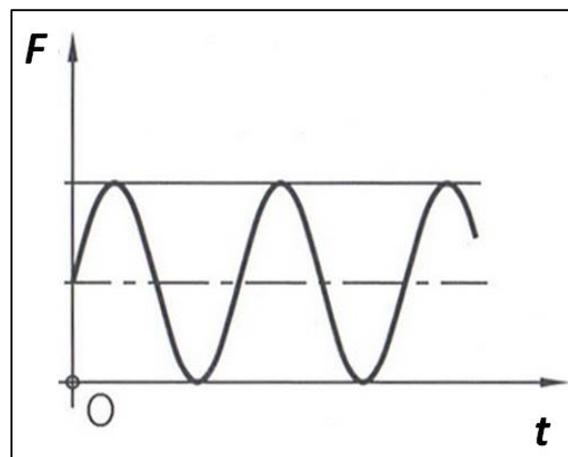
$$f^* = e - d$$

I carichi testati per i quattro sistemi, sono tabulati in Tabella 5.86; volutamente sono state scelte forze esterne molto elevate comprese tra le 4 e le 6 volte il valore nominale: in questo modo si accorciano i tempi di prova e si evidenzia la risposta strutturale per sovraccarichi ai limiti della sicurezza (per carichi esterni incerti, come nel nostro caso, è infatti comune dimensionare le parti tenendo conto di coefficienti di sicurezza pari a 4 e oltre).

Sistema	$f^*$ (mm)	$F^*$ (N)	$F$ (N)
1	16	101	202
2	12	76	152
3	15	95	190
4	12	76	152

**Tabella 5.86.** Carichi di prova.  $F^*$  è il carico sulla singola bacchetta.  $F$  è il carico totale sul sistema.

Il carico è di tipo pulsante dallo zero; si veda la Figura 5.87.



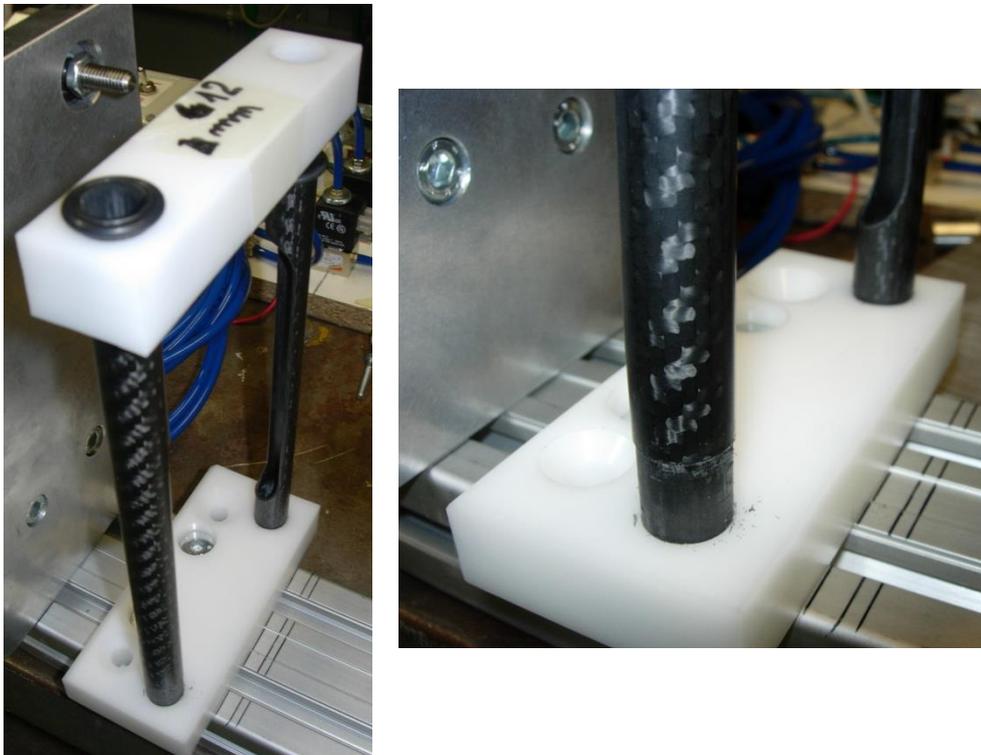
**Figura 5.87.** Ciclo affaticante di tipo pulsante dallo zero. [15]

Compatibilmente con l'attrezzatura di prova, è stata impostata una frequenza di applicazione del carico pari a circa 1 Hz, con pressione di alimentazione attorno ai 4 bar per garantire ai pistoni di esaurire completamente la corsa.

Al solito, un contatore di cicli digitale, registra il numero

### ***REPORT DI PROVA***

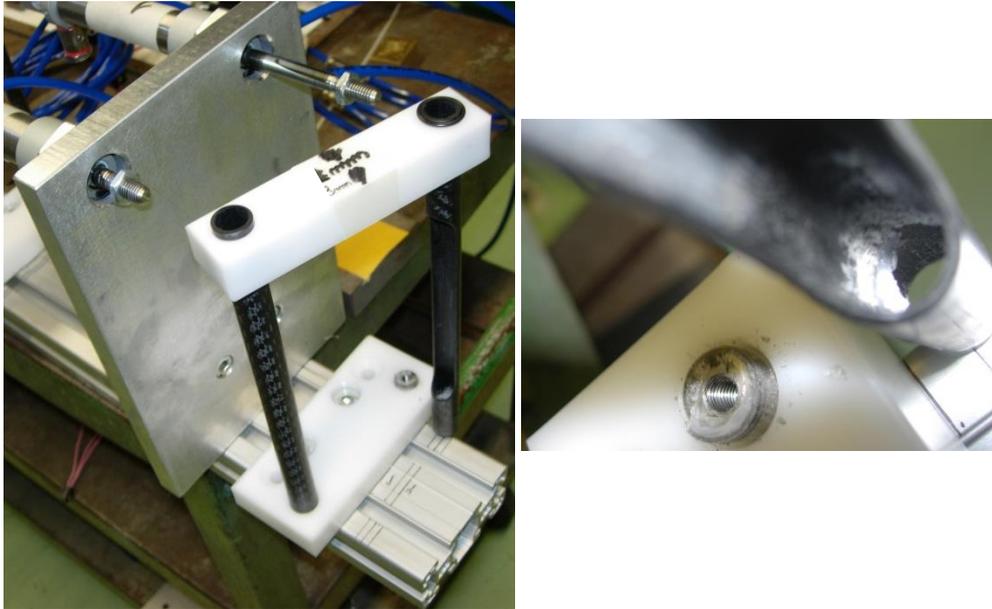
Durante lo svolgimento della prova sono emersi cedimenti dell'accoppiamento per incollaggio tra bacchette ed inserti filettati, del tipo riportato in Figura 5.88-a e 5.88-b.



**Figura 5.88 - a.** Cedimento dell'accoppiamento per incollaggio.

In particolare, il sistema 3 con flessione imposta pari a 15 mm ha ceduto dopo soli due cicli, per cui è stato ripristinato con voluto eccesso di adesivo (dato asteriscato in Tabella 5.89).

La Tabella 5.89 riepiloga i risultati in termini di cicli al guasto registrati per ciascun sistema, con specificata la tipologia di cedimento. Il sistema era considerato guasto in caso di cricca visibile



**Figura 5.88 - b.** Cedimento dell'accoppiamento per incollaggio.

di una delle bacchette in carbonio o in caso di cedimento dell'accoppiamento.

<b>Sistema</b>	<b><math>f^*</math>(mm)</b>	<b><math>F</math> (N)</b>	<b><math>N</math> (cicli)</b>	<b><i>Guasto</i></b>
1	16	202	400	incollaggio
2	12	152	7539	incollaggio
3	15	190	4000*	incollaggio
4	12	152	2532	incollaggio

**Tabella 5.89.** Risultati di prova.

Dai test, dunque, è emerso che “l'elemento debole della catena” è l'accoppiamento inserto-bacchetta. Tale criticità è certamente strutturale (accoppiamento) ma anche di processo (procedura di incollaggio).

### ***AZIONI CORRETTIVE***

A seguito del contatto con l'azienda produttrice dei tubi in carbonio, ITALCANNA, è emerso che la tipologia di incollaggio mediante adesivo ciano-acrilico è totalmente inadeguata per un efficace collegamento dei loro manufatti con parti in materiale differente.

Secondo studi effettuati al loro interno, gli adesivi più idonei risultano essere gli epossidici bicomponenti con i quali è possibile praticare un incollaggio ottimale di tamponi metallici, se così condotto [24]:

- 1) Il diametro del tampone dovrà essere di 0,15/0,2 mm più piccolo del diametro interno del tubo. Realizzare poi una godronatura sul tampone in modo che entri precisa sul tubo e gli faccia in questo modo da guida per la concentricità.
- 2) pulire con un panno di cotone imbevuto di acetone sia l'interno del tubo che il tampone
- 3) carteggiare con tela abrasiva grana 120 l'interno del tubo
- 4) soffiare con aria la polvere creata e ripulire nuovamente con acetone.
- 5) Applicare sul tampone e sull'interno del tubo, un collante epossidico a due componenti che è solitamente sufficiente per la maggior parte delle applicazioni.
- 6) attendere almeno 24 h prima di mettere a trazione il tampone.

Le azioni correttive conseguenti hanno riguardato:

- la scelta di un diverso adesivo, di tipo epossidico bicomponente già in uso in azienda per altre applicazioni. L'adesivo in questione è l' ***Araldite 2000 2012***.
- la definizione di una procedura di incollaggio che possa essere ripetibile in ottica di produzione.
- la modifica dell'inserto filettato in modo da favorire, in base alle informazioni raccolte, una migliore distribuzione dell'adesivo tra tampone/tubo e una presa efficace da parte dell'incollaggio. Vedere Figura 5.90.

La procedura di incollaggio condivisa e seguita in Sala Prove è la seguente:

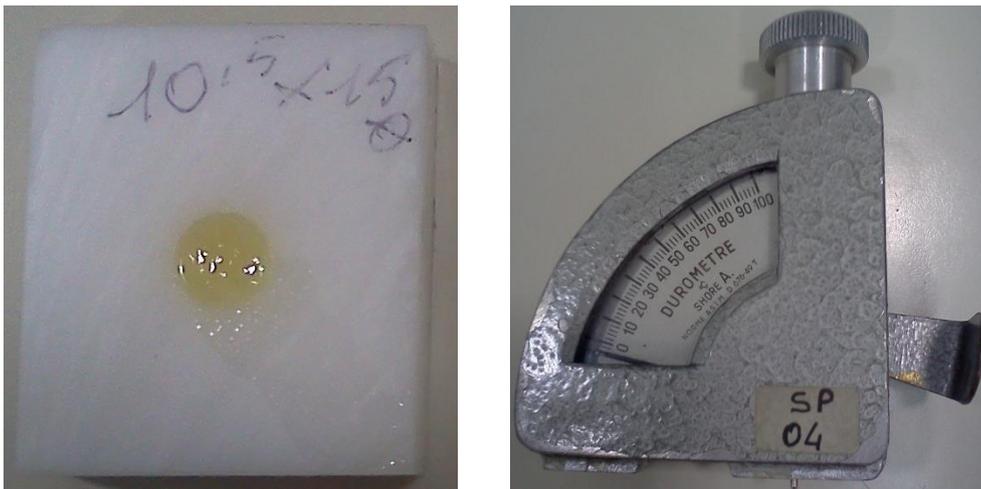
1. gli inserti vengono immersi per qualche minuto in acetone.
2. le bacchette sono prima ripulite da residui di polvere di lavorazione nella parte interna (con aria compressa) poi immerse per qualche istante nell'acetone, in modo da bagnare il tratto di carbonio che va incollato.
3. con un panno di cotone viene pulito internamente il tratto di carbonio lavato al punto precedente.



## 6. l'accoppiamento non viene sollecitato per 24 h.

Una criticità di questa procedura risiede nella corretta miscelazione di entrambi i componenti della colla all'atto dell'incollaggio. Occorre assicurarsi che le luci di uscita delle due siringhe non siano ostruite; in caso di cattivo mescolamento tra resina epossidica e catalizzatore, si avrà una mancata polimerizzazione che comprometterà l'efficacia dell'incollaggio stesso. Si è proceduto quindi scartando una certa quantità di colla dalle siringhe, prima di iniziare l'effettivo incollaggio.

È pratica comune, inoltre, conservare un piccolo campione di colla ogni N campioni incollati (ad esempio ogni 10 campioni) in modo che funga da riscontro dell'avvenuta polimerizzazione per quei campioni. Da scheda tecnica della colla, dopo 1 h di polimerizzazione essa può garantire il 50% della resistenza massima a taglio. A favore di sicurezza è bene, comunque, non sollecitarla per alcune ore; a questo proposito è stato effettuato un test per verificare il completamento della polimerizzazione. Assunto che in 24 h la reazione debba essere ultimata, è stata rilevata la durezza - ad intervalli di tempo regolari - di un campione cilindrico di colla (D=10,5 mm, profondità=15 mm) secondo quanto illustrato in Figura 5.91.



**Figura 5.91.** Campione per test di verifica della polimerizzazione di collante epossidico bicomponente (sx) e durometro Shore-A (dx).

Le rilevazioni sono state eseguite con un durometro meccanico portatile con scala di misura Shore A, utilizzato sovente per misurare la durezza di gomme e plastiche. Questo parametro è stato assunto come grandezza di controllo della polimerizzazione. A 20 minuti dal deposito del campione, è stata rilevata una durezza di 50 Shore A, incrementata poi a circa 70 Shore A dopo ulteriori 20 minuti; a 24 ore la durezza rilevata è pari a circa 90 Shore A. Dunque, in meno di un'ora si può assumere un completamento dell'80% della reazione.

### **RIPARTENZA DELLA PROVA**

A seguito delle modifiche basate sui feed-back delle precedenti prove di fatica, sono stati ripetuti i test su altri quattro sistemi. In accordo alla norma [26], sono stati scelti quattro carichi diversi e tra loro equispaziati. Uno dei quattro carichi (flessione  $f^* = 15$  mm) è stato volutamente mantenuto uguale alla prova precedente per poter avere un confronto immediato tra le due soluzioni. Le attrezzature e le modalità di prova sono rimaste invariate.

In Tabella 5.92 sono riportati i carichi testati e i nuovi risultati ottenuti, con medesimo significato dei simboli utilizzati.

<b>Sistema</b>	<b><math>f^*</math>(mm)</b>	<b><math>F</math> (N)</b>	<b><math>N</math> (cicli)</b>	<b>Guasto</b>
1	25	316	237	incollaggio
2	10	126	24400	-----
3	15	190	10100	bacchetta
4	20	253	2700	bacchetta

**Tabella 5.92.** Dati e risultati di prova.

Come nella prova precedente, il sistema era considerato guasto in caso di cedimento dell'accoppiamento o delle bacchette.

Il sistema 1 ha ceduto per completa separazione delle bacchette dall'inserito dopo poche centinaia di cicli, sotto la forzante esterna decisamente esagerata pari a circa 10 volte il valore nominale. Vedere Figura 5.93.

Il sistema 2 non è risultato compromesso in alcun modo ed è stato fermato a 24.400 cicli (quindi è un *dato censurato* [15]), considerando

questo numero di cicli ben oltre il valore medio stimato pari a circa 10.000 cicli.

Il sistema 3 ha ceduto, causa cricca evidente in una delle bacchette in carbonio, a circa 10.100 cicli con una forzante esterna pari a circa 5 volte quella nominale (35 N). Vedere Figura 5.94.

Il sistema 4 è risultato guasto a 2700 cicli; è stata rilevata infatti una deformazione permanente maggiore di 3 mm. Ispezionando il sistema sono state rilevate diverse fessurazioni del tratto in carbonio tornito, in corrispondenza dell'accoppiamento. L'incollaggio, invece, non ha ceduto. Vedere Figura 5.95.



**Figura 5.93.** Cedimento incollaggio - sistema 1 ( $f^* = 25 \text{ mm}$ ).

I risultati della prova sul sistema 3, con flessione di 15 mm, possono essere direttamente confrontati con quelli ottenuti per la precedente soluzione di incollaggio. In quel caso infatti, per medesima sollecitazione, il sistema era risultato guasto inizialmente in soli due cicli a causa del cedimento dell'accoppiamento poi, per medesima causa, aveva ceduto dopo 4000 cicli (a seguito di un ripristino dell'incollaggio). Con questa prova, invece, il sistema non si è guastato per rottura dell'incollaggio ma per rottura di una bacchetta in carbonio; il tutto in 10.100 cicli (contro i 10.000 cicli nominali). Questo confronto è sufficiente per ritenere efficace la nuova soluzione (che non ha retto solo nel caso di forza eccessiva): l'**esito** della prova è **positivo**.



**Figura 5.94.** Cricca della bacchetta in carbonio - sistema 3 ( $f^* = 15 \text{ mm}$ ). L'inserto risulta ancora nella propria sede.

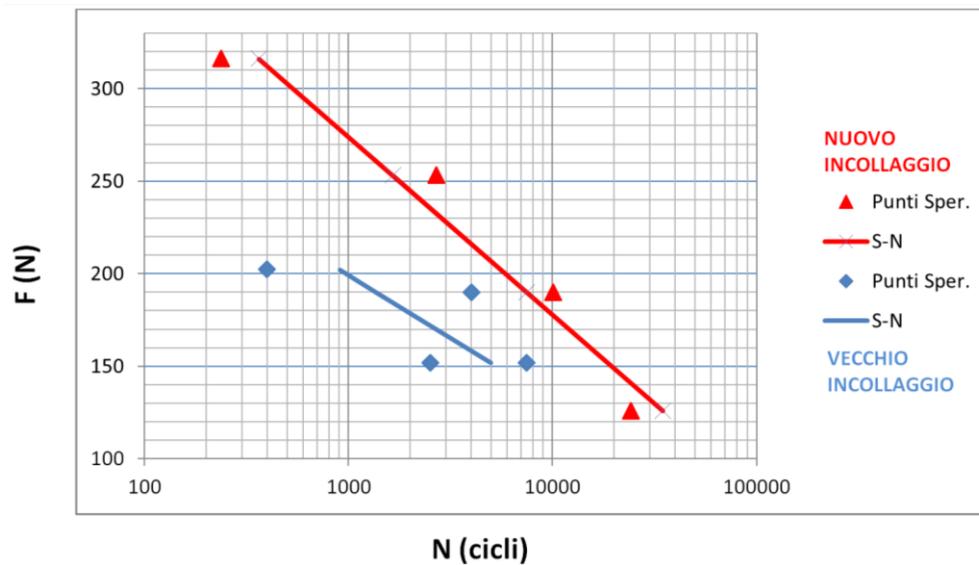


**Figura 5.95.** Fessurazioni all'incastro - sistema 4 ( $f^* = 20 \text{ mm}$ ).

### ***ELABORAZIONE DEI RISULTATI***

I risultati ottenuti nelle prove di fatica, possono essere utilizzati per determinare una relazione carico-cicli utile per prevedere, con una certa probabilità, la vita del sistema per il carico nominale previsto.

In Figura 5.96 si riportano le curve di fatica  $F - N$  ottenute a partire dai dati di Tabella 5.89 e 5.92. Le rette di regressione lineare sono state ricavate seguendo la procedura statistica suggerita in [26].



**Figura 5.96.** Curve di vita Forza - Cicli per il sistema di fissaggio paziente. Scala semi-logaritmica.

Si richiama brevemente tale procedura [26].

Siano:

$$x = F$$

$$y = \text{Log } N$$

Va valutato innanzitutto il valor medio delle due grandezze, a partire dagli  $n$  dati sperimentali:

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i}{n}$$

$$\bar{y} = \frac{\sum_{i=1}^n y_i}{n}$$

E le seguenti quantità, utili per il calcolo dei parametri successivi:

$$\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2$$

$$\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2$$

$$\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y})$$

Come illustrato nel Capitolo 4, i coefficienti della retta di regressione lineare nella forma  $x = \hat{b} - \hat{a}y$  sono:

$$\hat{a} = - \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y})}{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2}$$

$$\hat{b} = \bar{x} + \hat{a}\bar{y}$$

La stima della deviazione standard di  $x = \text{Log } N$  vale:

$$\hat{\sigma}_x = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n [x_i - (\hat{b} - \hat{a}y_i)]^2}{n - 2}}$$

In cui  $(n-2)$  è il numero di gradi di libertà.

In Tabella 5.97 e 5.98 sono riportati i valori di questi parametri calcolati in base ai dati sperimentali.

$x=F(N)$	$y=\text{Log } N$	$\bar{x}$	$\bar{y}(N)$	$\hat{a}$	$\hat{b}$	$\hat{\sigma}_x$
202	2,60	3,3712	174	0,01478	5,94366	0,481
190	3,60					
152	3,40					
152	3,88					

*Retta di regressione:  $y \cong 402 - 68x$*

**Tabella 5.97.** Determinazione curva di vita per sistema di fissaggio paziente con vecchia soluzione di incollaggio.

$x=F(N)$	$y=Log N$	$\bar{x}$	$\bar{y} (N)$	$\hat{a}$	$\hat{b}$	$\hat{\sigma}_x$
316	2,37	3,5486	221,25	0,01042	5,85375	0,247
126	4,38					
190	4,00					
253	3,43					

*Retta di regressione:  $y \cong 562 - 96x$*

**Tabella 5.98.** Determinazione curva di vita per sistema di fissaggio paziente con nuova soluzione di incollaggio.

Mettendo a confronto le due curve, Figura 5.96, si evince come i sistemi con la nuova soluzione di incollaggio siano più resistenti a livello strutturale rispetto al caso con l'iniziale soluzione; è immediato verificare che a parità di resistenza  $F$ , il nuovo sistema ha una vita decisamente maggiore. In particolare, possiamo affermare che, per una **vita media** in esercizio definita pari a 12.000 cicli di funzionamento, il sistema può resistere ad una forza affaticante pari al limite a:

$$F = y \cong 562 - 96 \cdot \text{Log} (12.000) \cong 170 N$$

Posto che il valore nominale della forzante vale  $F_1 = 35 N$ , segue il valore del coefficiente di sicurezza:

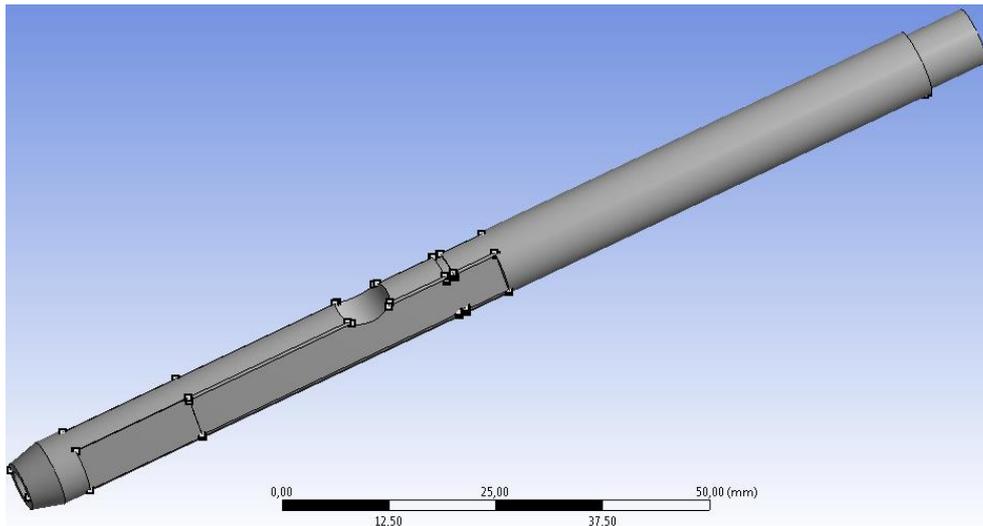
$$CS = \frac{170}{35} \cong 4,8$$

## 5.4 Osservazioni finali

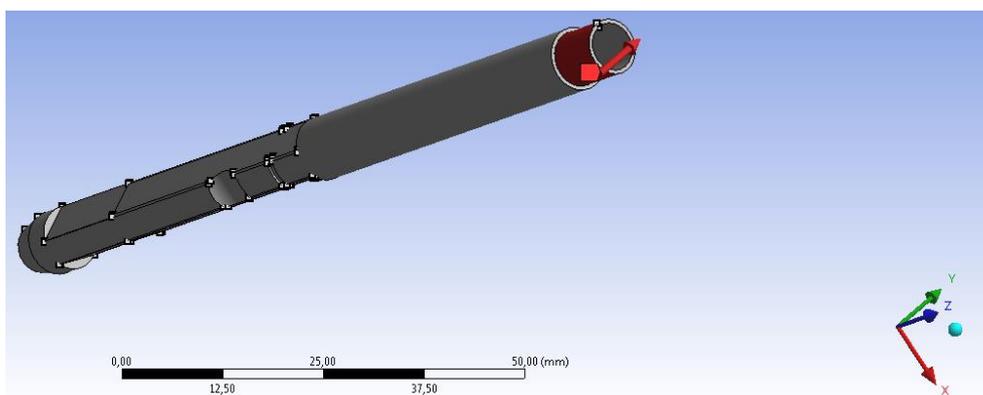
Ricordando lo schema dei carichi gravanti sul craniostato, Figura 5.45, si nota la presenza di un'altra forzante,  $F_2$ , direttamente gravante sulla cannetta del morso. Il valore nominale di tale forza è reputato uguale a 35 N pari cioè alla forza scaricata sul sostegno ferma-fronte. A rigore

occorrerebbe una verifica teorica e relativa validazione sperimentale anche di questo elemento; è stata avviata in tal senso una analisi agli elementi finiti, non supportata ancora da validazione sperimentale, che ha mostrato una elevata rigidezza flessionale del componente per  $E=83$  GPa.

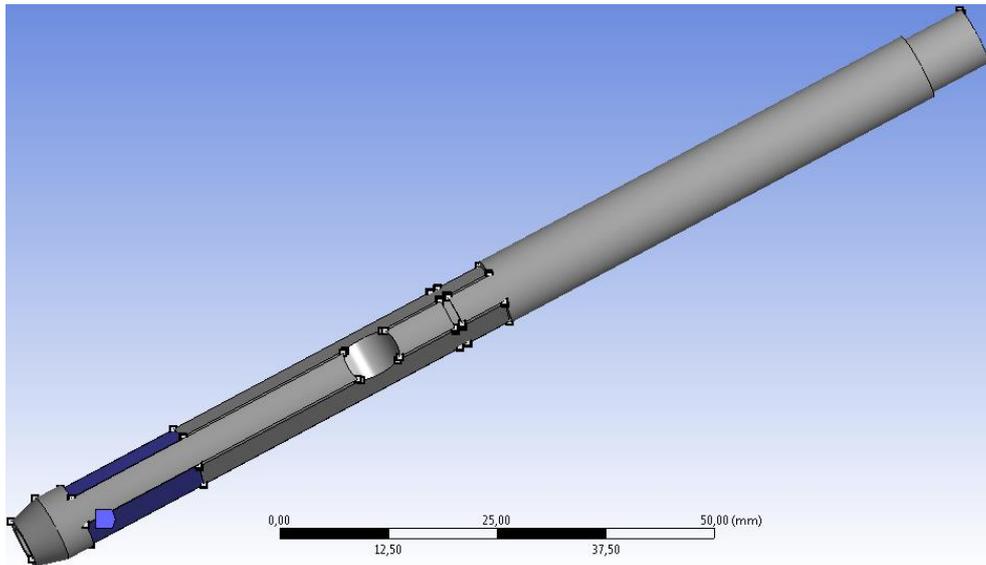
Le seguenti figure illustrano la simulazione FEM.



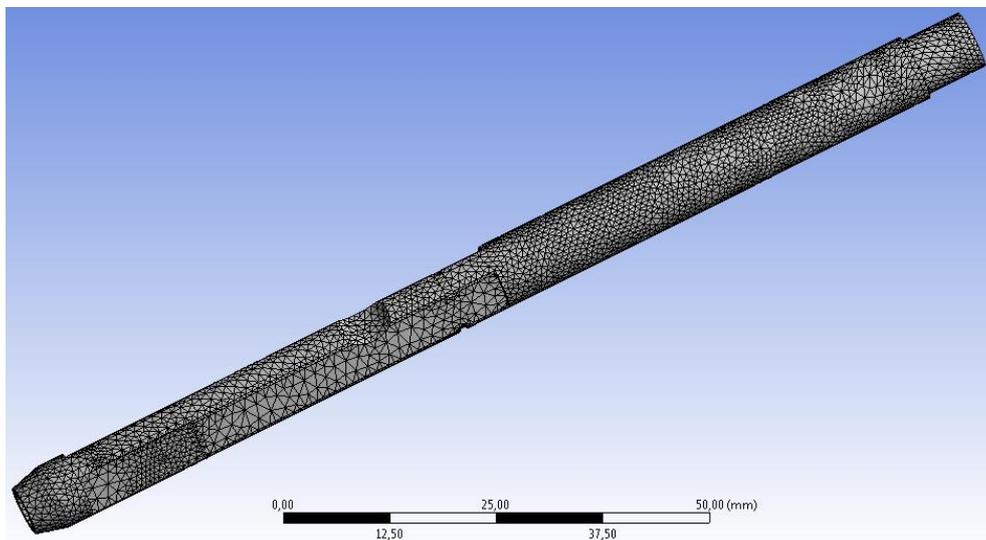
**Figura 5.99.** Definizione della geometria della cannetta del morso.



**Figura 5.100.** Definizione della forzante esterna (direzione y). La forzante agisce all'estremità libera per un tratto di lunghezza 7,5 mm.



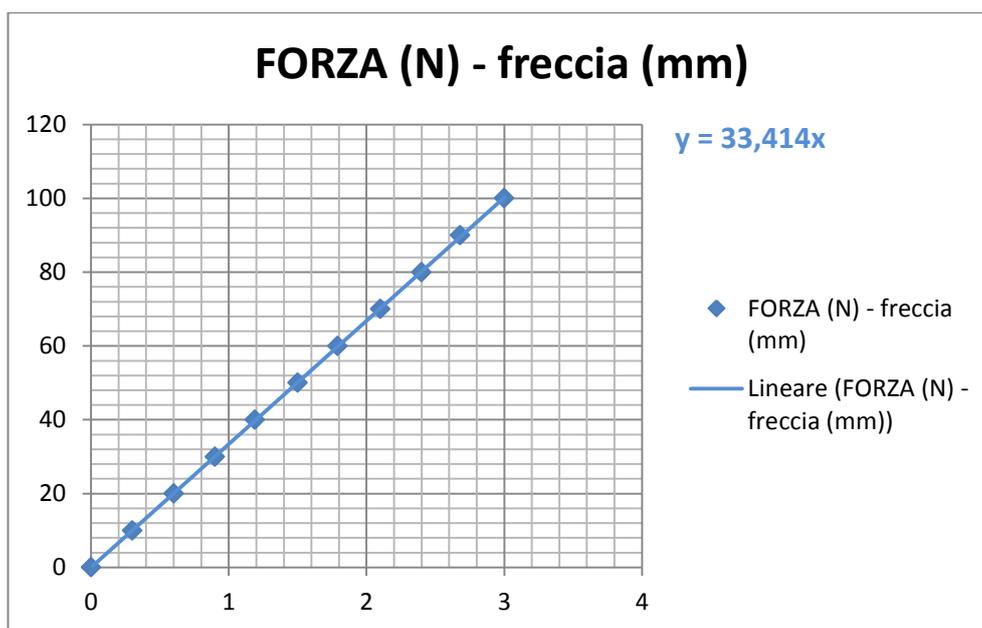
**Figura 5.101.** Definizione delle superfici fisse (incastro). Il blocchetto cursore agisce sulle superfici inclinate per un tratto di lunghezza pari a 14,8 mm. A vantaggio di sicurezza, si è considerato l'incastro alla massima distanza dal punto di applicazione della forza.



**Figura 5.102.** Discretizzazione del componente in elementi finiti triangolari di lato 2 mm.

F(N)	f (mm)
0	0
10	0,3
20	0,6
30	0,9
40	1,19
50	1,5
60	1,79
70	2,1
80	2,4
90	2,68
100	3

**Figura 5.103.** Risultati FEM in termini di freccia, per diversi valori della forzante esterna.



**Figura 5.104.** Relazione teorica forza-freccia per la cannetta del morso.

Dal grafico di Figura 5.104 si estrapola una rigidezza flessionale della cannetta del morso circa pari a 33,4 N/mm. Per una forza nominale di 35 N, essa flette, dunque, di circa **1,05 mm**, valore **molto inferiore a 3mm**.

## Conclusioni

L'obiettivo del presente lavoro, come accennato nel capitolo introduttivo, è stato quello di verificare l'affidabilità di una parte di macchina radiologica di Cefla Dentale, nello specifico del gruppo di fissaggio paziente, attraverso la valutazione sperimentale della risposta strutturale della stessa. Il metodo seguito ha previsto, in accordo allo stato dell'arte delle prove di tipo affidabilistico, una successione di passi chiave: a partire dall'analisi dell'architettura e del funzionamento dei singoli sottosistemi del gruppo, sono stati definiti gli obiettivi (in relazione alle prestazioni desiderate) e la tipologia di prova; a seguire, si è passati alla pianificazione dei test, comprendente l'individuazione dei parametri da monitorare per la verifica finale, la definizione dei carichi nominali, del numero di cicli di funzionamento (corrispondenti alla vita utile media) e la definizione di attrezzature idonee allo scopo specifico. L'intento è stato quello di eseguire i test con contrazione dei tempi di prova, utilizzando come fattori di accelerazione la frequenza di funzionamento unitamente all'applicazione di opportuni sovraccarichi, con il duplice scopo di fare emergere eventuali elementi critici ma in un tempo nettamente inferiore a quello reale di funzionamento della macchina. Il lavoro è stato svolto avvalendosi dell'ausilio della letteratura tecnico-scientifica, indicata in bibliografia, sia per eseguire verifiche teoriche preliminari che per definire e condurre le suddette prove sperimentali. L'analisi sperimentale è partita dalla verifica di affidabilità, attraverso una prova di funzionamento ciclica, del gruppo di movimentazione del fissaggio paziente, un azionamento elettromeccanico con trasmissione a cinghia dentata; l'esito del test è stato positivo, in quanto sono stati

raggiunti gli obiettivi di prova: la corsa di traslazione verticale è infatti garantita nel tempo di funzionamento stimato. Il gruppo ha avuto una durata coerente con le previsioni iniziali: non sono stati rilevati errori di simulazione da parte del sistema di controllo né sono state misurate variazioni apprezzabili della tensione statica della cinghia, la quale si è mantenuta al valore iniziale.

La campagna sperimentale è proseguita poi con la verifica dell'integrità strutturale e di affidabilità del meccanismo di bloccaggio del morso; attraverso una prova di funzionamento ciclico, si è potuto constatare e confrontare il grado di usura di due soluzioni alternative, tenendo sotto controllo le dimensioni dei principali componenti soggetti a strisciamento relativo e le forze esterne di movimentazione. Dimensioni e forze non sono state soggette a scostamenti sensibili ovvero non hanno subito variazioni al di fuori del campo di tolleranza definito inizialmente; si evince un maggior grado di usura globale (maggiori ed evidenti quantità di residui e trucioli di materiale) per la nuova soluzione di bloccaggio, sebbene quest'ultima sia migliore a livello funzionale. Per la verifica di affidabilità, si è controllato che l'accoppiamento con il morso fosse garantito nel tempo di missione; a questo proposito è stata monitorata la forza di scorrimento e sbloccaggio assiale del morso che è risultata incrementata a fine prova a causa del ripetuto contatto (non regolare) con il cursore di bloccaggio che ha provocato, attraverso fenomeni di usura, la generazione di solchi superficiali che fungono da ostacolo allo scorrimento assiale della cannetta del morso. Tale incremento di forza è a favore di sicurezza dell'accoppiamento per cui anche questo test ha dato esito positivo.

In ultimo si è passati a testare il sistema di fissaggio paziente vero e proprio, la cui cedevolezza e resistenza è unicamente affidata a due aste verticali di sostegno, accoppiate ad una base di supporto mediante incollaggio. Dal momento che non si disponeva di precise informazioni sul materiale dei sopra citati elementi, si è reso opportuno estrapolare le principali caratteristiche meccaniche di interesse (modulo elastico e resistenza a flessione) attraverso prove dedicate di caratterizzazione del materiale; ciò ha permesso di

verificare la rigidità delle aste, sia a livello teorico mediante simulazioni FEM che a livello pratico mediante prove statiche di carico con le quali si è constatato il rispetto di uno specifico valore predefinito di cedevolezza massima, pari a 3 mm, che permette di non pregiudicare la riuscita dell'esame. Per quanto riguarda la verifica di resistenza del gruppo, sono state necessarie prove di fatica (a flessione pulsante dallo zero) del tipo a deformazione imposta che ha permesso un efficace controllo della forza applicata, altrimenti non possibile, facilitato dal comportamento elastico predominante del materiale in gioco; in questo caso specifico, data l'effettiva semplicità costruttiva del gruppo, ulteriormente semplificata in ottica di prova, è stato possibile testare più di un campione e a differenti livelli di carico (decisamente maggiori di quello nominale) con lo scopo di costruire in tempi brevi una relazione carico-cicli di previsione di vita. La prima serie di prove ha portato ad identificare come non idoneo l'accoppiamento per incollaggio, a causa del collante utilizzato (del tipo cianoacrilico), per collegare le aste in carbonio agli inserti filettati di fissaggio. A seguito di ripetuti contatti con l'azienda produttrice dei tubi in carbonio, si è giunti a definire una nuova soluzione (e una procedura ottimale) di incollaggio mediante l'utilizzo di un adesivo epossidico bicomponente; questi feedback di prova hanno generato (da parte dell'ufficio tecnico Cefla) una modifica della geometria degli elementi dell'accoppiamento per favorirne l'adesione. A queste azioni correttive si è resa necessaria un'ulteriore sessione di prove (analoghe alle precedenti) che hanno dato esito positivo, confermando la validità della nuova soluzione; coi dati raccolti in termini di carico-cicli si è costruita una relazione di previsione, mediante regressione lineare, con la quale si è stimata una resistenza del sistema pari a più di 4 volte quella nominale, nella vita utile media.

*Sviluppi futuri*, in parte già iniziati, riguarderanno la selezione di materiali differenti per le aste di sostegno con lo scopo di ottimizzare i costi e migliorare l'estetica, tali da garantire però prestazioni analoghe in termini di rigidità e resistenza (e naturalmente di radio-opacità), ottenibili mediante un'opportuna scelta di spessori e geometria delle parti.

# Appendice

## A. Valutazione dell'errore di misura della tensione della cinghia

Ricordiamo, dal Capitolo 5 - pagina 85, l'equazione per la valutazione della tensione statica della cinghia con i relativi dati:

COPPIA MOTRICE MASSIMA (Nmm)	4095
COPPIA MOTRICE TESTATA (Nmm)	3276
CICLI TESTATI (n° cicli)	12.000
CARICO TESTATO (kg)	10
MASSA/LUNGHEZZA CINGHIA $q$ (kg/m)	$18 \cdot 10^{-3}$
LUNGHEZZA CAMPATA CINGHIA $t$ (mm)	$110,0 \pm 1,0$
FREQUENZA DI VIBRAZIONE CINGHIA $f$ (Hz)	186,0

$$T = 4 \cdot q \cdot t^2 \cdot f^2 = 4 * 18 \cdot 10^{-3} * (110 \cdot 10^{-3})^2 * 186^2 \cong 30,14 N$$

L'errore sulla lunghezza  $t$  è pari all'incertezza data dalla sensibilità dello strumento (metro flessibile);  $f$  è, invece, il valor medio di più misure dirette (accuratezza strumento:  $\pm 1 Hz$ ):

185 Hz	185 Hz	188 Hz	185 Hz
187 Hz	185 Hz	184 Hz	187 Hz

$$f = \frac{\sum_{i=1}^{n=8} f_i}{8} \cong 186,0 Hz$$

L'errore sulla frequenza è valutato, secondo quanto suggerito in [27] come stima della deviazione standard delle misure effettuate:

$$s_f = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (f_i - f)^2}{n - 1}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^8 (f_i - 186)^2}{7}} \cong 1,4 \text{ Hz}$$

Dunque:  $f = (186,0 \pm 1,4) \text{ Hz}$

Si precisa che il fattore  $q$  nella formula della tensione, è stato estrapolato da catalogo della cinghia per cui non si disponeva del relativo errore.

Per quanto riguarda l'errore assoluto sulla tensione della cinghia  $T$ , essendo essa una misura indiretta ottenuta come prodotto di varie grandezze, occorre sommare tra loro gli errori relativi  $\varepsilon$  di ciascun fattore, stabilendo così l'errore relativo della tensione  $\varepsilon_T$ :

$$\varepsilon_T = 2\varepsilon_t + 2\varepsilon_f = 2 \cdot \left( \frac{1}{110} + \frac{1,4}{186} \right) \cong 0,033$$

Il fattore 2, nella stima di  $\varepsilon_T$ , è dato dal fatto che sia la lunghezza  $t$  che la frequenza  $f$  sono elevate al quadrato nella formula per la valutazione di  $T$ .

A questo punto, l'errore assoluto sulla tensione della cinghia, è ricavabile dalla relazione che lega errore assoluto ed errore relativo di una grandezza media  $X$ :

$$\varepsilon_X = \frac{s_X}{X}$$

Segue:

$$\varepsilon_T = \frac{s_T}{T} \rightarrow 0,033 = \frac{s_T}{30,14} \rightarrow s_T \cong 1,00 \text{ N}$$

L'intervallo di confidenza della tensione della cinghia è allora:

$$\mathbf{T = (30,14 \pm 1,00)N}$$

## B. Valutazione dell'errore di misura del modulo elastico del campione in fibra di carbonio

La stima del modulo elastico del campione in fibra di carbonio (v. Capitolo 5 – pag. 133) è avvenuta per misurazione indiretta, attraverso la rilevazione della freccia mediante comparatore, con la formula (trave con carico a 3 punti):

$$E = \frac{Pl^3}{48 I f_c}$$

L'errore sulla lunghezza  $l$  ( $=1300 \text{ mm}$ ) è pari alla sensibilità dello strumento (un comune metro flessibile) pari a  $1,0 \text{ mm}$ . L'errore relativo vale, dunque:

$$\varepsilon_l = \frac{1,0}{1300} \cong 7,69 \cdot 10^{-4}$$

Il momento di inerzia della sezione  $I$  è a sua volta ricavato dalla formula (per sezione circolare cava):

$$I = \frac{\pi(D_e^4 - D_i^4)}{64}$$

in cui i diametri esterni  $D_e$  ed interni  $D_i$  del campione sono stati rilevati mediante calibro centesimale ( $\pm 0,01 \text{ mm}$ ):

$$D_e = (15,20 \pm 0,01) \text{ mm}$$

$$D_i = (12,05 \pm 0,01) \text{ mm}$$

L'errore relativo di  $I$  vale dunque:

$$\varepsilon_I = 4\varepsilon_{D_e} + 4\varepsilon_{D_i} = 4 \cdot \left( \frac{0,01}{15,20} + \frac{0,01}{12,05} \right) = 5,95 \cdot 10^{-3}$$

Passiamo, infine, a valutare l'errore sulla freccia, per ogni carico testato. Si richiamano di seguito, per comodità, le misure effettuate:

FORZA EFFETTIVA (N)	Freccia $f_1$ (mm)	Freccia $f_2$ (mm)	Freccia $f_3$ (mm)	Freccia $f_4$ (mm)	$f_{media}$ (mm)
5	1,66	1,69	1,60	1,63	1,645
10	3,20	3,20	3,16	3,20	3,190
15	4,86	4,94	4,87	4,83	4,875
20	6,55	6,43	6,40	6,48	6,465

Le frecce sono state rilevate con un comparatore di sensibilità pari a  $0,01 \text{ mm}$ . Esse sono, però, il risultato della differenza di due letture sul comparatore, in particolare tra il valore letto ( $vl$ ) sotto carico e il valore  $0$ , per cui l'errore assoluto di ciascuna freccia vale:

$$s_{f,rilevata} = s_{vl} + s_0 = 0,01 + 0,01 = 0,02 \text{ mm}$$

L'errore assoluto su ciascuna freccia media  $f$  è pari alla stima della deviazione standard delle  $n$  misure  $f_k$ :

$$s_f = \sqrt{\frac{\sum_{k=1}^n (f_k - f)^2}{n - 1}}$$

Di seguito sono tabulati errori assoluti  $s_f$  e relativi  $\varepsilon_f = s_f/f$ :

FORZA EFFETTIVA (N)	$f_{media,j}$ (mm)	$s_f$ (mm)	$\varepsilon_{f_j}$ (mm)
5	1,645	0,038	0,023
10	3,190	0,020	$6,26 \cdot 10^{-3}$
15	4,875	0,046	$9,43 \cdot 10^{-3}$
20	6,465	0,065	0,010

Per ciascuna freccia media, è stato valutato il modulo elastico  $E$ . L'errore relativo associato al  $j$ -esimo  $E$  è dato dalla somma dell'errore relativo di numeratore e denominatore, ovvero (trascurando l'errore sul carico):

$$\varepsilon_{E_j} = (3 \cdot \varepsilon_l) + (\varepsilon_l + \varepsilon_{f_j}) = 3 \cdot 7,69 \cdot 10^{-4} + 5,95 \cdot 10^{-3} + \varepsilon_{f_j}$$

$$\varepsilon_{E_j} = 8,25 \cdot 10^{-3} + \varepsilon_{f_j}$$

L'errore assoluto  $s_{E_j}$  di  $E_j$  vale:

$$\varepsilon_{E_j} = \frac{s_{E_j}}{E_j} \rightarrow s_{E_j} = \varepsilon_{E_j} \cdot E_j$$

Si veda la seguente Tabella:

FORZA EFFETTIVA (N)	$f_{media,j}$ (mm)	$\varepsilon_{f_j}$ (mm)	$E_j$ (MPa)	$\varepsilon_{E_j}$	$s_{E_j}$ (MPa)
5	1,645	0,023	82985,091	0,03125	2593,284
10	3,190	$6,26 \cdot 10^{-3}$	85586,505	0,01451	1241,860
15	4,875	$9,43 \cdot 10^{-3}$	84006,446	0,01768	1485,233
20	6,465	0,010	84461,237	0,01825	1541,417

In definitiva, gli intervalli di confidenza per le varie misure  $E_j$ :

FORZA EFFETTIVA (N)	$f_{media,j}$ (mm)	$E_j \pm s_{E_j}$ (MPa)
5	1,645	82985±2593
10	3,190	85586±1241
15	4,875	84006±1485
20	6,465	84461±1541

Si è assunto come valore del modulo elastico  $E$  del materiale, la media degli  $E_j$ , pari circa a 84259 MPa.

Considerando i vari  $E_j$  come misure dirette, si può valutare in prima approssimazione l'errore sul valore medio del modulo elastico come stima della deviazione standard dei vari rilievi:

$$s_E = \sqrt{\frac{\sum_{j=1}^m (E_j - E)^2}{m - 1}} = \sqrt{\frac{\sum_{j=1}^4 (E_j - 84259)^2}{4 - 1}} \cong 1078 \text{ MPa}$$

L'intervallo di confidenza del modulo elastico è, dunque:

$$(84259 \pm 1078) \text{ MPa.}$$

### C. Valutazione dell'errore di misura sulla resistenza a flessione del materiale in fibra di carbonio

Si richiamano di seguito, per comodità, dati e risultati della prova di rottura statica a flessione:

N°	L (mm)	D <sub>e</sub> (mm)	D <sub>i</sub> (mm)	P <sub>rottura</sub> (N)	σ <sub>rottura</sub> (MPa)	σ <sub>media</sub> (MPa)
1	170	15,2	12	1200	241,89	251,95
2	167	15,2	12	1260	249,50	
3	164	15,2	12	1360	264,47	

Gli errori sui diametri sono pari alla sensibilità dello strumento di misura (calibro centesimale):  $\pm 0,01 \text{ mm}$ .

L'errore sulla lunghezza è data dalla sensibilità del metro flessibile, col quale è stata rilevata:  $\pm 1,0 \text{ mm}$ .

Essendo:

$$\sigma = \frac{8PLD_e}{\pi(D_e^4 - D_i^4)}$$

seguono gli errori relativi ed assoluti per ciascuna di esse:

$$\begin{aligned}\varepsilon_{\sigma,1} &= (\varepsilon_L + \varepsilon_{D_e}) + 4 \cdot (\varepsilon_{D_e} + \varepsilon_{D_i}) = \\ &= \frac{1}{170} + \frac{0,01}{15,2} + 4 \cdot \left( \frac{0,01}{15,2} + \frac{0,01}{12,0} \right) = \\ &= \frac{1}{170} + 6,62 \cdot 10^{-3} \cong 0,012\end{aligned}$$

$$\varepsilon_{\sigma,2} = (\varepsilon_L + \varepsilon_{D_e}) + 4 \cdot (\varepsilon_{D_e} + \varepsilon_{D_i}) = \frac{1}{167} + 6,62 \cdot 10^{-3} \cong 0,012$$

$$\varepsilon_{\sigma,3} = (\varepsilon_L + \varepsilon_{D_e}) + 4 \cdot (\varepsilon_{D_e} + \varepsilon_{D_i}) = \frac{1}{164} + 6,62 \cdot 10^{-3} \cong 0,012$$

Seguono gli errori assoluti:

$$s_{\sigma,1} = \varepsilon_{\sigma} \cdot \sigma_1 = 0,012 \cdot 241,89 \cong 2,90 \text{ MPa}$$

$$s_{\sigma,2} = \varepsilon_{\sigma} \cdot \sigma_2 = 0,012 \cdot 249,50 \cong 3,00 \text{ MPa}$$

$$s_{\sigma,3} = \varepsilon_{\sigma} \cdot \sigma_3 = 0,012 \cdot 264,47 \cong 3,17 \text{ MPa}$$

N°	L (mm)	D <sub>e</sub> (mm)	D <sub>i</sub> (mm)	P <sub>rottura</sub> (N)	σ <sub>rottura</sub> (MPa)
1	170	15,2	12	1200	241,89±2,90
2	167	15,2	12	1260	249,50±3,00
3	164	15,2	12	1360	264,47±3,17

Il valore medio della resistenza a flessione vale circa 252,0 MPa; l'errore si può calcolare in prima approssimazione considerando le σ come misure dirette; essendo basso il numero di ripetizioni, l'errore assoluto è stimabile come:

$$s_{\sigma} = \frac{(\sigma_{max} - \sigma_{min})}{2} \cong 11,0 \text{ MPa}$$

L'intervallo di confidenza per la resistenza a flessione vale, dunque:

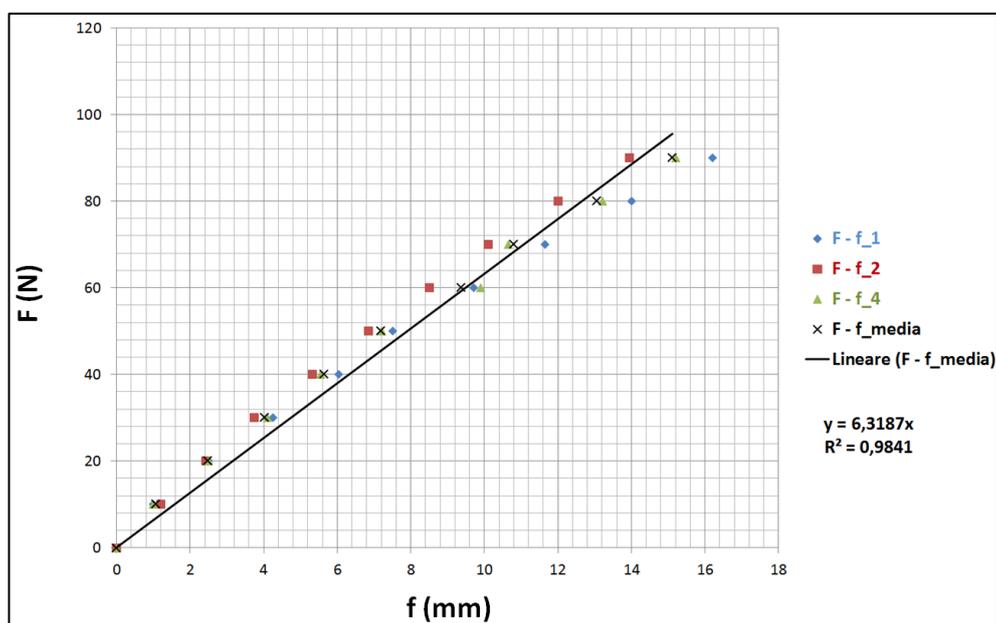
$$\sigma = (252,0 \pm 11,0) \text{ MPa}$$

#### D. Valutazione dell'errore sulla deformazione (freccia) del gruppo fissaggio paziente

Si riportano di seguito i dati sperimentali raccolti in termini di freccie delle singole bacchette in fibra di carbonio, già illustrati al Capitolo 5 – pagina 156.

FORZA (N)	freccia_1 (mm)	freccia_2 (mm)	freccia_3 (mm)	freccia_4 (mm)
0	0	0	0	0
10	1	1,2	1	1
20	2,5	2,43	2,9	2,5
30	4,25	3,75	4,8	4,1
40	6,04	5,32	6,7	5,55
50	7,5	6,85	9	7,2
60	9,7	8,5	12,75	9,9
70	11,65	10,1	17	10,65
80	14	12	CRICCA EVIDENTE	13,2
90	16,2	13,95		15,2

Riportandoli su un grafico forza – freccia, si otteneva il seguente modello:



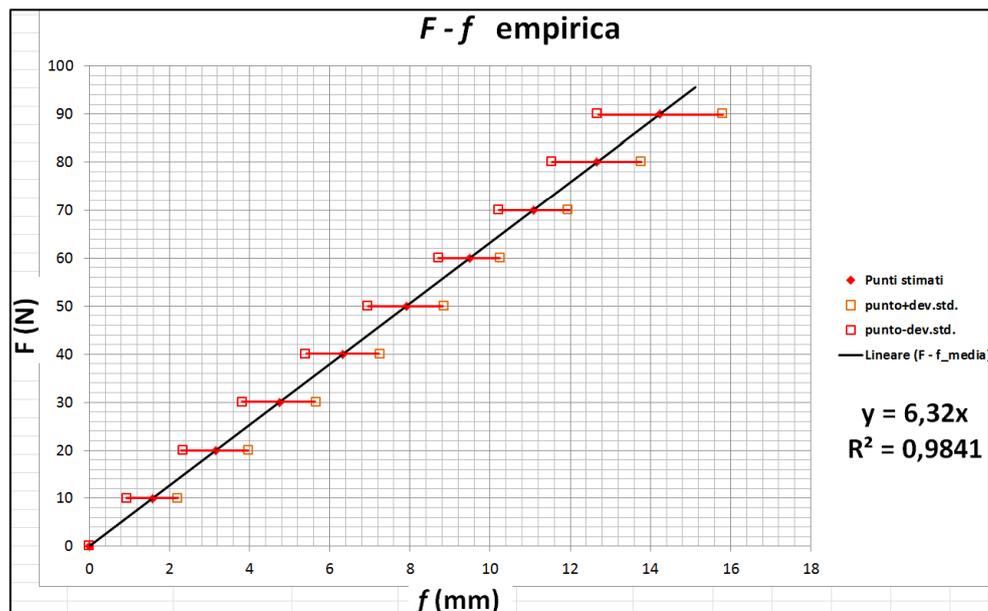
La curva che interpola i vari punti è una retta di equazione:  $y = 6,32 x$ .

Per ciascun livello di carico testato  $y^*$  si va a calcolare l'errore sulla freccia  $x$  come stima della deviazione standard delle  $n$  misure dalla  $x^* = y^*/6,32$ ; la deviazione standard è valutata sempre mediante l'espressione già vista ai punti precedenti:

$$s_{f_i} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (f_i - x^*)^2}{n - 1}}$$

Di seguito, i valori tabulati (escludendo i valori anomali  $f_3$ ):

<b>F (N)</b>	<b><math>f_1</math> (mm)</b>	<b><math>f_2</math> (mm)</b>	<b><math>f_4</math> (mm)</b>	<b><math>x^*</math> (mm)</b>	<b><math>s_{f_i}</math> (mm)</b>
<b>0</b>	0	0	0	<b>0</b>	<b>0</b>
<b>10</b>	1,00	1,20	1,00	<b>1,58</b>	<b>0,64</b>
<b>20</b>	2,5	2,43	2,50	<b>3,16</b>	<b>0,82</b>
<b>30</b>	4,25	3,75	4,10	<b>4,75</b>	<b>0,92</b>
<b>40</b>	6,04	5,32	5,55	<b>6,33</b>	<b>0,93</b>
<b>50</b>	7,50	6,85	7,20	<b>7,91</b>	<b>0,95</b>
<b>60</b>	9,70	8,50	9,90	<b>9,49</b>	<b>0,77</b>
<b>70</b>	11,65	10,10	10,65	<b>11,08</b>	<b>0,86</b>
<b>80</b>	14,00	12,0	13,20	<b>12,66</b>	<b>1,12</b>
<b>90</b>	16,20	13,95	15,20	<b>14,24</b>	<b>1,56</b>



Il grafico riporta il modello empirico  $F - f$  con evidenziate le “forchette” rappresentative della variabilità statistica, per ciascun carico testato.

# Bibliografia

- [1] Cefla - Divisione Dentale, “*Documentazione tecnica interna*”, Relazioni Tecniche.
- [2] Antonio Zanini, “*Elementi di Affidabilità*”, Esculapio editore, edizione 1991, Libro.
- [3] L.A. Escobar, W.Q. Meeker, “*A Review of Accelerated Test Models*”, Articolo Scientifico, Statistical Science Vol. 21, No.4, 522-577, 2006.
- [4] G.S. Wasserman, “*Reliability Verification, Testing, and Analysis in Engineering Design*”, Marcel Dekker, Inc, 2002, Libro.
- [5] R. Tilley, “*The Measure of Man & Woman: Human Factors in Design – Revised Edition*”, Henry Dreyfuss Associates, Libro.
- [6] G. Straffelini, “*Attrito e usura. Metodologie di progettazione e controllo*”, Tecniche Nuove, Libro.
- [7] ASM Handbooks, “*Volume 8: Mechanical Testing and Evaluation*”, Mechanical Testing of Fiber-Reinforced Composites, Libro.
- [8] Niemann, Winter, “*Manuale degli organi delle macchine*”, Tecniche Nuove, Libro.
- [9] R. Mott, “*Machine Elements in Mechanical Design*”, Pearson Prentice Hall, 4<sup>th</sup> Edition, Libro.
- [10] S.M. Zaharia, I. Martinescu, C.O. Morariu, “*Life time prediction using accelerated test data of the specimens from mechanical element*”, Articolo Scientifico, Maintenance and Reliability; 14 (2): 99–106, 2012

- [11] Norma *CEI-EN 60601-1*, Terza Edizione.
- [12] V. Dal Re, “*Comportamento meccanico dei materiali*”, Dispensa, Università di Bologna, 2008/2009.
- [13] PRO-LAM S.R.L. “*Lega di alluminio 6060 T6*”, Data Sheet, [http://www.pro-lam.net/euresun/download/parte1\\_en.pdf](http://www.pro-lam.net/euresun/download/parte1_en.pdf).
- [14] [www.cefla.com](http://www.cefla.com)
- [15] W.Nelson, “*Accelerated Testing*”, John Wiley & Sons. Libro.
- [16] P.H. Wirsching, “*Statistical Summaries of Fatigue Data for Design Purposes*”, Nasa, Report Tecnico, 1983.
- [17] R. Giovannozzi, “*Costruzione di Macchine*” Voll. 1 e 2, Patron Editore, Libro.
- [18] SKF, “*Guide trapezoidali a ricircolo di sfere*”, Schede Tecniche.
- [19] [www.optibelt.com](http://www.optibelt.com)
- [20] D. Croccolo, R. Cuppini, “*Esercizi di Tecnica delle costruzioni meccaniche e Costruzione di macchine*”, Pitagora Editrice Bologna, Libro.
- [21] GAMM, Industrial Handles, “*Pressori a sfera e molla*”, catalogo.
- [22] *Pneumatica Generale*, corso di formazione, dispensa.
- [23] LOXEAL, “*Loxreal Istant 47 Gel*”, Scheda Tecnica.
- [24] ITALCANNA, “*Tube in carbonio Classe S*”, Scheda Tecnica. <http://www.tubicarbonio.it/index.asp?lang=ita>
- [25] W. Callister, “*Scienza e Ingegneria dei Materiali. Una Introduzione*”, EdiSes, Napoli. Libro.
- [26] Norma ISO 12107:2003(E), “*Metallic materials – Fatigue testing- Statistical planning and analysis of data*”, norma tecnica.

[27] P.M. Azzoni, “*Strumenti e misure per l’ingegneria meccanica*”, Hoepli, Libro, 2006.

## **Ringraziamenti**

*Desidero ringraziare innanzitutto le persone di Cefla che hanno reso possibile lo sviluppo e la conclusione di questo lavoro; mi riferisco in particolare ai ragazzi della Sala Prove per la disponibilità e la serietà mostratami nel realizzare “praticamente” i test e per aver reso piacevole la mia esperienza in azienda. Insieme a loro, ringrazio il mio tutor aziendale, Valter Ravagli, per avermi in più supportato nelle relazioni con le diverse funzioni e aree aziendali, compito per niente facile.*

*Un sentito Grazie all'Ingegnere Maurizio Trombetti, correlatore della tesi, non solo per i preziosi insegnamenti e supporto tecnico-scientifico ma anche per il sostegno morale e il costante interessamento sullo svolgimento dell'attività.*

*Ringrazio infine le persone dell'ufficio tecnico con le quali ho avuto modo di lavorare durante il periodo di stage, Antonio Becca, Andrea Geminiani e Davide Bianconi; con il loro materiale ho potuto arricchire e rendere più chiari i contenuti della mia tesi.*

*A tutte queste persone e ad altre non direttamente citate, rivolgo un profondo ringraziamento per l'occasione concessami di terminare il mio percorso universitario con un'esperienza pratica di valore.*

*Ringrazio infine il professor Giorgio Olmi per aver scelto di aiutarmi anche in questa occasione, permettendomi così di dare in un certo senso continuità ai lavori di tesi e in generale al mio percorso formativo; ancora un grazie per la costante disponibilità dimostratami e per gli*

*utilissimi suggerimenti per la pianificazione e sistemazione dell'elaborato.*

*Ultimi ma certamente più importanti, i miei genitori a cui rivolgo un immenso e caloroso Grazie per il loro contributo e affetto incommensurabili e per la loro costante presenza quale mio solido punto di riferimento.*

*Non posso poi dimenticare i miei migliori amici, insostituibili e preziosi: Stefano, Peter, Dario e Mattia.*