

POLITECNICO DI TORINO



I Facoltà di Ingegneria
Corso di Laurea in Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale

Studio di fattibilità di un banco prova per organi di trasmissione

Relatori:

Prof.ssa Francesca Maria Curà

Ing. Andrea Mura

Candidato:

Marco Cazzato

Anno accademico 2017-2018

A mamma ed ai miei cari

INDICE

INTRODUZIONE	5
1 STUDIO TRASDUTTORE DI COPPIA MEDIANTE ESTENSIMETRI	6
1.1 Fondamenti di misura di flessione e torsione tramite estensimetri.....	6
1.1.1 Trasduttori elettrici ed estensimetri resistivi	6
1.1.2 Forma e caratteristiche degli estensimetri resistivi metallici.....	8
1.1.3 Precisione degli estensimetri	13
1.1.4 Ponte di Wheatstone.....	14
1.1.5 Determinazione sperimentale delle sollecitazioni	17
1.1.6 Distribuzione e collegamento degli estensimetri: circuiti di misura	22
1.1.7 Estensimetri e circuiti per prove dinamiche.....	29
1.1.8 Influenza dei cavi e delle resistenze di contatto	34
1.1.9 Trasmissione del segnale dal ponte allo strumento di misura	35
1.2 Dispositivo di prova per misuratore di coppia.....	37
1.2.1 Scelta albero di prova.....	37
1.2.2 Scelta ed applicazione degli estensimetri	45
1.2.3 Trasmissione ed acquisizione dei segnali	46
1.3 Prove sperimentali ed elaborazione dati	48
2 BANCO PROVA A RICIRCOLO DI POTENZA	50
2.1 Sistemi di test per trasmissioni	50
2.2 Stato iniziale della progettazione del banco e componenti già disponibili	53
2.3 Scelta dei riduttori di velocità	55
2.3.1 Riduttore TRAMEC Z_A_140_A_5	55
2.3.2 Riduttore STM RX_P_1_716_A_5.1.....	59
2.3.3 Riduttore STM RX_P_1_802_C3/C1_1_14	63
2.4 Scelta definitiva dei riduttori e verifiche specifiche	68
2.4.1 Fattore di servizio.....	69
2.4.2 Potenza di entrata	71
2.4.3 Potenza termica	71

2.5 Alberi di collegamento	73
2.5.1 Albero di collegamento fra motore e riduttore	73
2.5.2 Albero di collegamento fra primo riduttore e flangia su lato lento	74
2.5.3 Albero di collegamento fra giunto elastico e secondo riduttore su lato lento.....	75
2.5.4 Albero di collegamento fra secondo riduttore e giunto elastico su lato veloce.....	76
2.5.5 Albero di collegamento fra giunto elastico e primo riduttore su lato veloce	77
CONCLUSIONI	78
BIBLIOGRAFIA	80

INTRODUZIONE

Per conoscere il comportamento sotto carico dei materiali destinati alla costruzione di ingranaggi e valutare il legame fra geometria delle ruote dentate e innesco di fenomeni distruttivi occorre simulare l'ingranamento applicando differenti livelli di sollecitazione su ingranaggi campione. Questo può essere fatto utilizzando apposite apparecchiature (banchi prova) che permettono di eseguire prove con carico controllato su una o più coppie di ingranaggi campione.

Nelle trasmissioni sono spesso in gioco grandi potenze. Per effettuare test su questi organi in modo semplice ed economico occorre utilizzare delle soluzioni particolari che permettono di evitare di generare e dissipare direttamente tutta la potenza richiesta. Sono stati così ideati dei banchi prova a ricircolo di potenza che, ricircolando all'interno la potenza mediante organi meccanici di collegamento, richiedono la somministrazione dall'esterno della sola potenza dissipata dalle inefficienze del banco.

Questo lavoro si propone di verificare la fattibilità di realizzazione di un banco prova per trasmissioni utilizzando un sistema a ricircolo di potenza secondo una configurazione che prevede l'utilizzo di due riduttori identici e di una flangia di precarico (monitorata tramite torsionometro).

Nello specifico si richiede un doppio lavoro di ricerca a fini esecutivi riguardante, da un lato la definizione degli estensimetri e del relativo schema di collegamento per la realizzazione del trasduttore di coppia necessario per stabilire il livello di precarico del sistema a ricircolo di potenza, e dall'altro la scelta dei riduttori di velocità previsti dalla configurazione del banco. La trattazione risulterà quindi fondamentalmente divisa in due sezioni.

Nella prima parte si esegue uno studio delle applicazioni estensimetriche con lo scopo di identificare la disposizione ed il collegamento più opportuni alla realizzazione di un trasduttore di coppia. Si prevedono poi anche delle prove sperimentali mirate a verificare l'affidabilità e l'accuratezza del sistema di misura prima di applicare gli estensimetri direttamente sul banco prova.

Nella seconda sezione si prende in esame lo schema di principio del banco prova e si cercano delle soluzioni costruttive per la sua realizzazione. In particolare, partendo dai componenti già a disposizione (giunti elastici, calettatore idraulico e flangia di precarico) e dai dati di carico previsti (velocità massima di rotazione e coppia massima), si esegue:

- la ricerca dei riduttori da catalogo;
- il disegno 3D degli assiemi del banco per le diverse ipotesi di riduttore;
- il dimensionamento esecutivo degli alberi di collegamento.

1 STUDIO TRASDUTTORE DI COPPIA MEDIANTE ESTENSIMETRI

Allo scopo di rendere più completo il lavoro di progettazione del banco prova per organi di trasmissione e più economica la sua realizzazione, si dedica la prima parte dello studio alla progettazione del trasduttore di coppia.

In questa parte si procede alla ricerca della soluzione ottimale per la disposizione degli estensimetri sull'albero e si realizza un prototipo sperimentale per valutare l'influenza delle sollecitazioni di flessione e torsione sui valori di tensione registrati per mezzo degli estensimetri.

1.1 Fondamenti di misura di flessione e torsione tramite estensimetri

Gli estensimetri sono strumenti di misura utilizzati per il rilevamento di piccole deformazioni dimensionali di un corpo sottoposto a sollecitazioni meccaniche o termiche. Di seguito si riportano alcune nozioni essenziali all'applicazione degli estensimetri su un trasduttore di coppia evitando una trattazione completa sull'argomento.¹

1.1.1 Trasduttori elettrici ed estensimetri resistivi

I trasduttori elettrici presenti in commercio sono principalmente di tre tipi: resistivi, induttivi e capacitivi. I trasduttori resistivi si distinguono a loro volta in potenziometrici ed estensimetrici. I primi sfruttano una variazione della resistenza dallo 0% al 100% e vengono normalmente utilizzati per la misurazione di lunghe distanze (ad esempio la corsa di un attuatore lineare), mentre i trasduttori estensimetrici si basano sulla misura della variazione di resistenza subita da un conduttore sottoposto a deformazione che è di circa lo 0.05% rispetto alla resistenza stessa. Questi si utilizzano per la misura di piccole deformazioni (ad esempio la deformazione di un albero soggetto a torsione).

Nei trasduttori estensimetrici la variazione di resistenza, legata alla deformazione del materiale su cui l'estensimetro viene fatto aderire, avviene o per cambio di dimensioni (lunghezza e sezione) o per

¹ Per approfondimento: K. HOFFMANN, *Introduzione alla tecnica di misura con estensimetri*, Traduzione di HBM Italia s.r.l.; Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH, Darmstadt 2008; A. AJOVALASIT, *Analisi sperimentale delle tensioni con gli estensimetri elettrici a resistenza*, ARACNE editrice s.r.l., Roma 2008; A. BRAY, *Estensimetri elettrici a resistenza*, Consiglio nazionale delle ricerche, Roma 1965; F.P. FRANCA, *Teoria ed impiego degli estensimetri elettrici a resistenza*, Edizioni Scientifiche Associate, Roma 1979.

cambio di resistività del conduttore. Nel primo caso vengono impiegati estensimetri a filo o a lamina metallica, mentre nel secondo si utilizzano estensimetri piezoresistivi (o a semiconduttore).

La resistenza elettrica di un conduttore può essere scritta come

$$R = \rho \frac{L}{A}$$

dove

ρ resistività del conduttore [$\Omega \text{ m}$];

L lunghezza del conduttore [m];

A sezione retta del conduttore [m^2] = $\pi \frac{D^2}{4}$;

D diametro del conduttore.

Si può pertanto scrivere

$$\frac{dR}{R} = \frac{d\rho}{\rho} + \frac{dL}{L} - \frac{dA}{A}$$

Ricordando che

$$\frac{dA}{dD} = 2\pi \frac{D}{4} = 2\pi \frac{D^2}{4D} = 2 \frac{A}{D}$$

si può scrivere

$$\frac{dA}{A} = 2 \frac{dD}{D} = 2 \left(-\nu \frac{dL}{L} \right) = -2 \nu \frac{dL}{L}$$

dove ν è il rapporto di Poisson.

Si ricava pertanto che

$$\frac{dR}{R} = \frac{d\rho}{\rho} + (1 + 2\nu) \frac{dL}{L}$$

Il guadagno statico dell'estensimetro (K) è definito come

$$K = \frac{\frac{dR}{R}}{\frac{dL}{L}} = (1 + 2\nu) + \left(\frac{\frac{d\rho}{\rho}}{\frac{dL}{L}} \right)$$

dove

$$1 + 2\nu \cong 2$$

guadagno legato al cambio di geometria (trasduttori a filo o a lamina metallica);

$$\frac{d\rho}{\rho} \bigg/ \frac{dL}{L} \cong 60 \div 400 \quad \text{guadagno legato al cambio di resistività (trasduttori a semiconduttore o piezoresistivi): il guadagno è più alto, ma aumentano anche le non linearità;}$$

$$\frac{dL}{L} = \epsilon \quad \text{allungamento.}$$

Per gli estensimetri a filo o a lamina metallica (estensimetri metallici) si ha $k \cong 2 \frac{\Omega/\Omega}{m/m}$ approssimativamente costante per il range di ϵ che caratterizza l'estensimetro ($\epsilon \cong \pm 3 \frac{mm}{m}$); sopra tali valori di deformazione le non linearità diventano rilevanti.

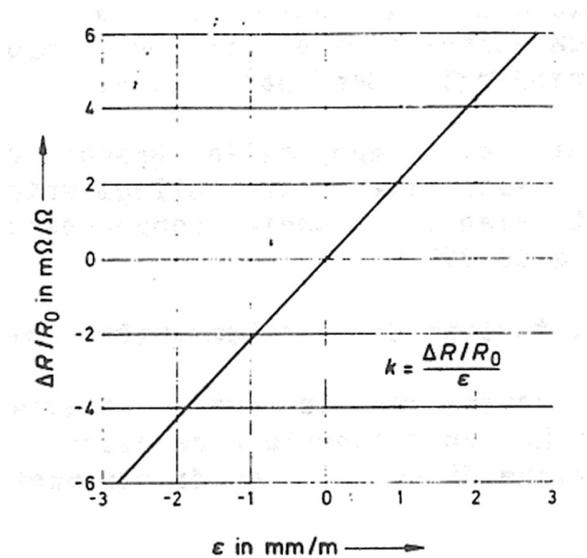


Figura 1 Curva caratteristica di un estensimetro metallico².

1.1.2 Forma e caratteristiche degli estensimetri resistivi metallici

Gli estensimetri metallici sono prodotti in differenti forme e dimensioni (da pochi micron ad alcuni centimetri) in relazione agli specifici campi di applicazione e possono essere collegati secondo configurazioni differenti in base alle esigenze. Gli estensimetri di dimensioni minori sono normalmente impiegati per misure puntuali, relative ad un'area ristretta dell'oggetto di cui si effettua l'analisi, mentre quelli di lunghezza maggiore sono utilizzati per rilevare la deformazione media

² K. HOFFMANN, *Introduzione alla tecnica di misura con estensimetri*, Traduzione di HBM Italia s.r.l.; Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH, 2008, 62.

relativa ad un'area più distesa, specie nel caso di applicazione su materiali compositi (legno, cemento, ecc.). Sebbene sia conveniente utilizzare gli estensimetri più piccoli solo dove sia tecnicamente necessario, la lunghezza assoluta dello strumento non ha alcuna influenza sulla sua sensibilità poiché il segnale di misurazione è proporzionale alla variazione di lunghezza relativa (deformazione) e non alla variazione di lunghezza assoluta³.

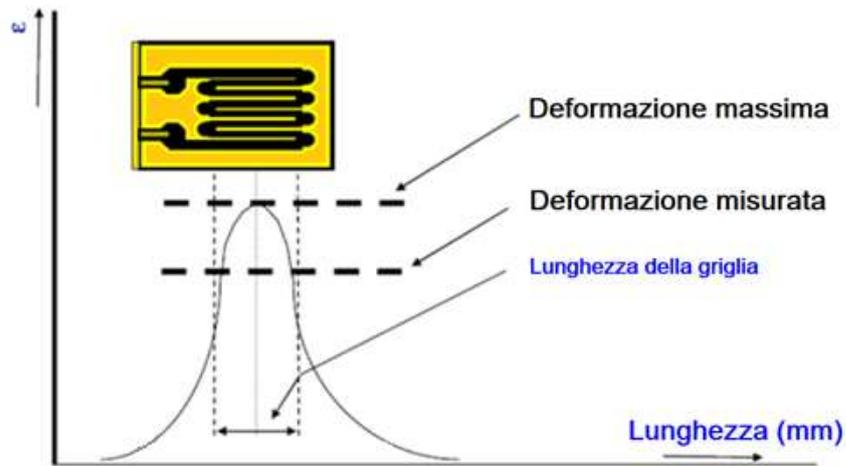


Figura 2 Lettura della deformazione media in base alla lunghezza dell'estensimetro⁴.

Gli estensimetri resistivi metallici possono essere a filo o a lamina metallica. Gli estensimetri a filo sono costituiti da una griglia di sottilissimo filo metallico rigidamente applicata su un supporto di carta o di materiale plastico come schematizzato nella figura riportata di seguito.

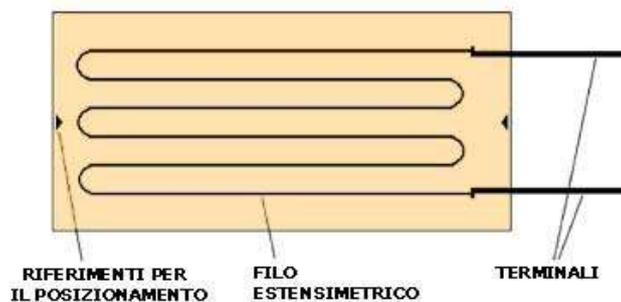


Figura 3 Schema di un estensimetro elettrico⁵.

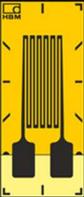
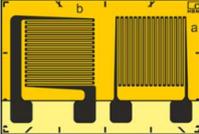
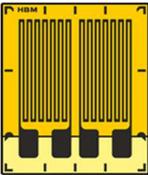
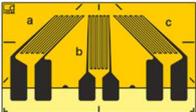
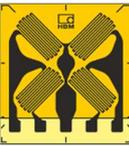
Gli estensimetri a lamina metallica utilizzano invece una sottile lamina di materiale conduttivo opportunamente sagomata attraverso un processo di fotoincisione.

³ Ivi, 44.

⁴ <http://slideplayer.it/slide/5249724/>, slide 19 (ultimo accesso 15/03/2018)

⁵ <https://it.wikipedia.org/wiki/Estensimetro#Applicazioni> (ultima visita 15/03/2018).

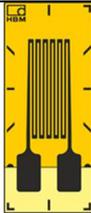
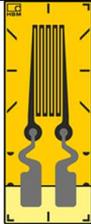
Esistono molti modelli di estensimetri catalogabili in base alla geometri; si riportano di seguito alcuni esempi⁶.

	<p><i>Estensimetri lineari</i></p> <p>Presentano una sola griglia di misura e permettono di misurare la deformazione in una sola direzione</p>
	<p><i>Rosette T</i></p> <p>Hanno due griglie di misura disposte con una deviazione di 90° l'una dall'altra. Le applicazioni tipiche per questo tipo di estensimetro comprendono l'analisi dello stato di sollecitazione biassiale con le direzioni principali note e le misurazioni della tensione sulle barre di compressione</p>
	<p><i>Estensimetri con forma a V</i></p> <p>Hanno 2 griglie di misura disposte con una deviazione di 90° l'una dall'altra. Le applicazioni tipiche per questi estensimetri comprendono le misurazioni sulle barre di torsione e la determinazione delle sollecitazioni di taglio su travi di taglio nella zona delle fibre neutre</p>
	<p><i>Estensimetri lineari doppi</i></p> <p>Hanno due griglie di misura disposte parallelamente l'una all'altra. Le applicazioni tipiche per questi estensimetri includono la misurazione sulle travi in flessione</p>
	<p><i>Rosette con 3 griglie di misura</i></p> <p>Hanno tre griglie di misura disposte con un angolo di 0°/45°/90° o 0°/60°/120°. Sono adatte per l'analisi dello stato di sollecitazione biassiale con direzioni principali non note</p>
	<p><i>Gli estensimetri full bridge</i></p> <p>Hanno 4 griglie di misura disposte in modo tale che ognuna sia orientata con una deviazione di 90° da quella vicina. Le applicazioni tipiche degli estensimetri full bridge includono le misurazioni sulle barre di</p>

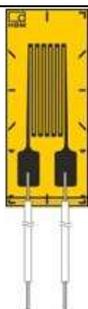
⁶ <https://www.hbm.com/it/7164/how-to-select-the-right-strain-gauge> (ultimo accesso 15/03/2018)

	tensione/compressione e la determinazione delle sollecitazioni di taglio nelle travi di taglio
	<p><i>Le catene di estensimetri</i></p> <p>Sono composte da 10 o 15 griglie di misura molto piccole situate su un supporto comune a distanza costante più un estensimetro di compensazione. Sono particolarmente adatte per la determinazione dei gradienti di deformazione</p>

In commercio si riscontra anche una varietà di configurazioni di collegamento. Se ne riporta alcuni esempi nella seguente tabella⁷.

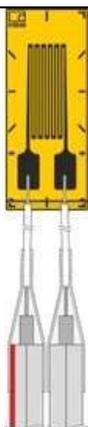
	<p><i>Placche di saldatura integrate</i></p> <p>Consentono la saldatura diretta sull'estensimetro</p>
	<p><i>Placche di saldatura grandi con scarico della deformazione</i></p> <p>Consentono la saldatura diretta sull'estensimetro, fornendo contemporaneamente la separazione meccanica delle placche di saldatura e del supporto dell'estensimetro</p>
	<p><i>Cavi in rame placcati in nichel, non isolati, lunghi circa 30 mm</i></p> <p>Nessuna saldatura diretta all'estensimetro per la separazione meccanica di cavi e estensimetro</p>

⁷ Ibidem.



Cavi di collegamento isolati con fluoropolimeri, lunghi circa 50 mm

Nessuna saldatura diretta all'estensimetro. L'isolamento con fluoropolimeri evita che il cavo si incolli durante l'installazione



Cavi di collegamento isolati con fluoropolimeri, lunghi circa 50 mm

Lunghezza dei cavi come richiesto da 0,5 a 10 m in opzioni a 2, 3 e 4 cavi. Nessuna saldatura diretta al punto di misura. L'isolamento con fluoropolimeri evita che il cavo si incolli durante l'installazione

Gli estensimetri metallici sono normalmente disponibili in versioni di resistenza da 120, 350, 700 e 1.000 Ohm. Il valore predominante è 120 Ω ed è in questo gruppo di resistenza che si può trovare la più ampia varietà di estensimetri. Questi vengono di preferenza impiegati per l'analisi dello stato di sforzo, per i compiti di controllo ecc. Gli estensimetri con resistenza differente vengono invece utilizzati nella costruzione di trasduttori per la misura di grandezze fisiche. I vantaggi e svantaggi legati alla scelta della resistenza degli estensimetri vengono sinteticamente riassunti nella tabella seguente⁸.

Estensimetri con resistenza bassa	Estensimetri con resistenza alta
Influenza minore delle interferenze elettromagnetiche	Influenza minore della resistenza elettrica nei percorsi di collegamento (anelli a scorrimento, cavi...)
Influenza minore di una variazione nella resistenza all'isolamento	"Migliori" antenne per la captazione delle interferenze (necessità di schermatura)
Requisiti di potenza maggiori	Maggiore influenza della variazione della resistenza elettrica

⁸ Ibidem.

Maggiore autoriscaldamento dovuto a un flusso di corrente maggiore rispetto agli estensimetri con resistenza alta	
---	--

Non si può dire con esattezza quale sia il valore ottimale di resistenza, ma è possibile individuare tre ulteriori punti determinanti nella scelta:

- la compatibilità dell'apparecchio di misurazione da collegare;
- le influenze del tipo di cablaggio fra estensimetro e apparecchio di misurazione;
- il carico elettrico consentito dell'estensimetro.

A volte si verificano condizioni contrastanti che costringono ad un compromesso, ma nella maggior parte dei casi l'estensimetro da 120 Ω risulta essere quello ottimale⁹.

1.1.3 Precisione degli estensimetri¹⁰

La precisione di una misura estensimetrica dipende essenzialmente dai seguenti fattori:

- 1) tolleranza del fattore di taratura K;
- 2) altre caratteristiche proprie dell'estensimetro installato;
- 3) cavi di collegamento dall'estensimetro allo strumento di misura;
- 4) condizioni ambientali e di prova;
- 5) strumento di misura della resistenza.

Per valutare la precisione, si considera la relazione

$$\varepsilon = \frac{1}{K} \frac{\Delta R}{R_0}$$

Passando ai logaritmi si ottiene:

$$\lg \varepsilon = \lg \frac{\Delta R}{R_0} - \lg K$$

da cui, differenziando, si ha che

$$\frac{d\varepsilon}{\varepsilon} = \frac{d(\Delta R/R_0)}{\Delta R/R_0} - \frac{dK}{K}$$

⁹ K. HOFFMANN, *Introduzione alla tecnica di misura con estensimetri*, Traduzione di HBM Italia s.r.l.; Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH, 2008, 59.

¹⁰ Cfr. A. AJOVALASIT, *Analisi sperimentale delle tensioni con gli estensimetri elettrici a resistenza*, -ARACNE editrice s.r.l., Roma 2008, 76.

Si ricava in questo modo l'errore relativo di cui è affetta la misura della deformazione in funzione;

- 1) dell'errore di misura della variazione di resistenza $d(\Delta R/R_0) / (\Delta R/R_0)$;
- 2) della tolleranza dK/K di cui è affetto il fattore di taratura.

Tralasciando l'errore di misura della variazione di resistenza, che dipende dallo strumento di misura, si ricava che

$$\frac{d\varepsilon}{\varepsilon} = -\frac{dK}{K}$$

L'incertezza di una misura estensimetrica non può quindi essere inferiore all'incertezza propria dell'estensimetro, cioè all'incertezza con la quale viene determinato il fattore di taratura K .

In genere si ha $(dK/K)\% = \pm 1\%$. A tale errore bisogna aggiungere quelli dovuti ai punti 2,3,4 e 5. Pertanto

$$\frac{d\varepsilon}{\varepsilon} > \pm 1\%$$

Determinante nella valutazione della precisione di misura della deformazione è anche l'esperienza e l'abilità dell'operatore. A titolo orientativo si può dire che in condizioni ideali di prova (laboratorio, temperatura ambiente, etc.) l'incertezza di misura estensimetrica è del 2-3% per un operatore esperto e del 5-10% per uno inesperto. In condizioni severe di prova i suddetti errori salgono rispettivamente a 7-15% e 15-30%.

Queste conclusioni non si applicano a trasduttori che impiegano estensimetri (p.es. celle di carico). In tal caso infatti si ricorre alla taratura diretta del trasduttore, arrivando a realizzare trasduttori molto precisi (errore inferiore allo 0,02%).

1.1.4 Ponte di Wheatstone¹¹

Un estensimetro metallico deformato subisce una variazione di resistenza pari a

$$\frac{dR}{R_0} = K \varepsilon \cong 2 \varepsilon.$$

Se $\varepsilon = 3000 \mu m/m$ (variazione massima raggiungibile senza influenzare troppo la precisione di misura) e $R_0 = 120 \Omega$ (valore tipico di resistenza), si ottiene $dR = 0.72 \Omega$. Se invece $\varepsilon = 10 \mu m/m$ (variazione minima che si può misurare con gli apparecchi normalmente utilizzati con gli estensimetri metallici) ed R_0 come prima, si ottiene $dR = 0.0024 \Omega$. Tali valori di variazione di resistenza non

¹¹ Cfr. A. AJOVALASIT, *Analisi sperimentale delle tensioni con gli estensimetri elettrici a resistenza*, ARACNE editrice s.r.l., Roma 2008, 87-89

sono misurabili direttamente con un ohmmetro. È quindi necessario collegare l'estensimetro ad un circuito di misura molto sensibile, capace di apprezzare variazioni di resistenza dell'ordine di 0.0001Ω e successivamente, se ancora necessario, ad un amplificatore che incrementa la tensione di uscita in modo che possa essere rilevata dagli strumenti di misurazione.

Il circuito di misura usualmente utilizzato in questi casi è il ponte di Wheatstone. Esistono diversi metodi di misurazione (metodo ad azzeramento, metodo del ponte di riferimento, etc.), ma il più utilizzato è il metodo a deviazione, in cui si misura la tensione di sbilanciamento del ponte.

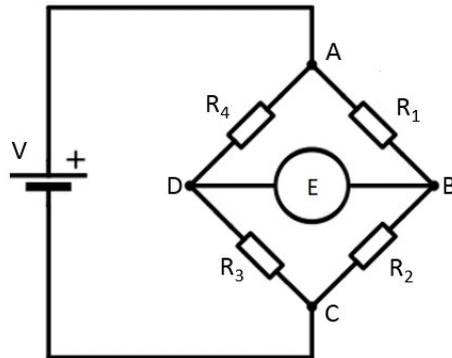


Figura 4 Schema de ponte di Wheatstone a deviazione.

Il ponte è alimentato con una tensione V costante, ovvero indipendente dalla variazione di resistenza (può essere una tensione sia continua che alternata), ed agente sulla diagonale di alimentazione del ponte AC . Se lo strumento di misura collegato sulla diagonale di misura BD ha impedenza infinita (non circola corrente lungo il ramo BD), si ricava che la tensione di sbilanciamento E risulta:

$$E = V \left(\frac{R_1}{R_1 + R_2} - \frac{R_4}{R_3 + R_4} \right)$$

e quindi

$$E = V \left(\frac{R_1 R_3 - R_2 R_4}{(R_1 + R_2)(R_3 + R_4)} \right)$$

La tensione E si annulla se $R_1 R_3 = R_2 R_4$. In tali condizioni si dice che il ponte è bilanciato.

Se le resistenze R_1 , R_2 , R_3 ed R_4 subiscono rispettivamente le deformazioni ΔR_1 , ΔR_2 , ΔR_3 e ΔR_4 il ponte si sbilancia e la tensione E vale

$$E = V \left(\frac{(R_1 + \Delta R_1)(R_3 + \Delta R_3) - (R_2 + \Delta R_2)(R_4 + \Delta R_4)}{(R_1 + \Delta R_1 + R_2 + \Delta R_2)(R_3 + \Delta R_3 + R_4 + \Delta R_4)} \right)$$

Dato che nelle applicazioni estensimetriche le variazioni di resistenza sono piccole rispetto alle resistenze iniziali ed è possibile trascurare i termini di non linearità¹²

$$E = V \frac{(R_1 R_2)}{(R_1 + R_2)^2} \left(\frac{\Delta R_1}{R_1} - \frac{\Delta R_2}{R_2} + \frac{\Delta R_3}{R_3} - \frac{\Delta R_4}{R_4} \right)$$

In estensimetria si ha solitamente che $R_1 = R_2 = R_0$, $R_3 = R_4 = rR_0$

con $r = 1$ quando tutti i lati del ponte sono costituiti da estensimetri. Si ricava pertanto che

$$E = \frac{V}{4} \left(\frac{\Delta R_1}{R_1} - \frac{\Delta R_2}{R_2} + \frac{\Delta R_3}{R_3} - \frac{\Delta R_4}{R_4} \right)$$

Ricordando che $\frac{dR}{R_0} = K\varepsilon$, si può scrivere

$$E = \frac{VK}{4} (\varepsilon_1 - \varepsilon_2 + \varepsilon_3 - \varepsilon_4) = \frac{VK}{4} \varepsilon_T$$

con

$$\varepsilon_T = \varepsilon_1 - \varepsilon_2 + \varepsilon_3 - \varepsilon_4$$

Questo mostra la proprietà del ponte di Wheatstone secondo cui le deformazioni relative ad estensimetri posti su lati adiacenti del ponte si sottraggono, mentre le deformazioni relative ad estensimetri posti su lati opposti si sommano. Grazie a questa proprietà è possibile combinare insieme le deformazioni dei singoli estensimetri per compensare le deformazioni spurie ed aumentare l'intensità del segnale di misura.

I quattro lati del ponte possono essere occupati da estensimetri o da semplici resistenze fisse. A seconda del numero di estensimetri si hanno i seguenti collegamenti:

- *collegamento a quarto di ponte* – si collegato un solo estensimetro, mentre i restanti lati del ponte sono occupati da resistenze fisse (con $R_3 = R_4 = rR_0$ dove, in genere, $r \neq 1$). Si ha che $\varepsilon_T = \varepsilon_1$. Tale collegamento si usa solo con estensimetri autocompensati¹³ e nelle prove dinamiche;
- *collegamento a mezzo ponte* – si collega come nel caso precedente, ma, al posto della resistenza, sul lato adiacente al primo estensimetro, si collega un secondo estensimetro. Si ottiene che $\varepsilon_T = \varepsilon_1 - \varepsilon_2$. Questo collegamento si utilizza in analisi delle tensioni per compensare la deformazione termica apparente con la tecnica dell'estensimetro compensatore;

¹² Il ponte di Wheatstone è lineare solo per piccole deformazioni. Tale condizione è in genere soddisfatta nella misura di deformazioni elastiche sui materiali.

¹³ Gli estensimetri autocompensati sono costruiti in modo da recuperare automaticamente le deformazioni apparenti legate alla variazione di temperatura.

- *collegamento a ponte completo* – si collegano quattro estensimetri sui quattro lati del ponte ($r = 1$, cioè $R_1 = R_2 = R_3 = R_4 = R_0$). Tale collegamento è usualmente utilizzato nella costruzione di trasduttori; la deformazione termica apparente risulta compensata.

Nella pratica, si verifica sovente che il ponte risulti sbilanciato anche in assenza di deformazioni agenti sugli estensimetri. Questo sbilanciamento è legato alla tolleranza delle resistenze degli estensimetri ed alle resistenze dei fili di collegamento fra gli estensimetri ed il ponte. Al fine di ottenere l'azzeramento iniziale della lettura è possibile usare un circuito di bilanciamento costituito da un reostato (R_V) e da una o due resistenze fisse (R_f) come mostrato nella figura sottostante (la regolazione del reostato consente il bilanciamento del ponte) oppure si può operare via software memorizzando gli sbilanciamenti iniziali e sottraendoli successivamente dalle letture finali.

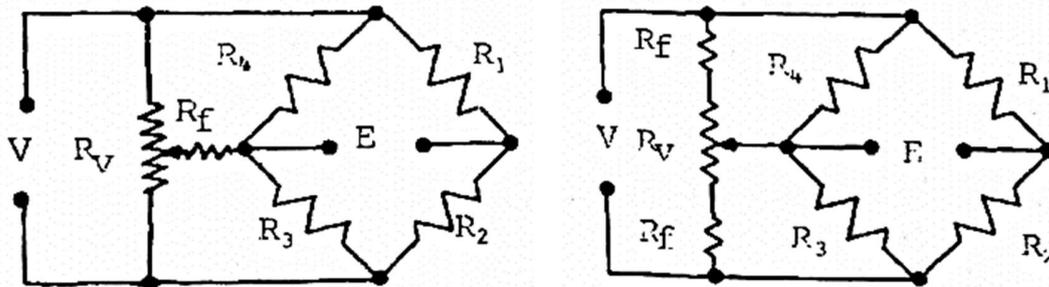


Figura 5 Ponte di Wheatstone con circuito di bilanciamento: a sinistra reostato R_V in parallelo ed una resistenza fissa R_f ; a destra reostato R_V in parallelo e due resistenze fisse R_f .

1.1.5 Determinazione sperimentale delle sollecitazioni

Lo sforzo è la risposta fisica di un materiale soggetto ad una forza applicata dall'esterno (sforzo meccanico) o ad una deformazione interna del materiale (sforzo residuo: cambio disomogeneo di volume legato a trattamenti termici, raffreddamento disomogeneo del materiale dopo colata o stampaggio, parti saldate o forgiate con lavorazione meccanica, effetto del proprio peso per oggetti di dimensioni notevoli).

Gli sforzi possono essere distinti per lo stato di tensione che provocano all'interno del materiale:

- Uniassiale: solo in barre di trazione e compressione.
- Biassiale o planare: si verifica se le forze che producono gli sforzi agiscono su due assi perpendicolari fra loro. La risoluzione delle direzioni effettive delle forze sui due assi principali a 90° viene eseguita su base teorica: le direzioni effettive di diverse forze che agiscono sullo

stesso piano su angolazioni diverse possono essere molto diverse, ma possono comunque essere risolte nelle due direzioni principali.

- Triassiale o tridimensionale: è presente quando le forze possono agire in qualunque direzione; similmente allo stato di sforzo planare, sono definiti tre assi principali, tutti perpendicolari gli uni rispetto agli altri.

Gli stati di tensione uniassiale e planare possono essere analizzati in modo relativamente semplice con le tecniche di misurazione delle sollecitazioni, in particolare con gli estensimetri, poiché le superfici esterne del componente sono accessibili. Gli stati di sforzo tridimensionale presentano invece problemi in quanto le misurazioni necessarie lungo il terzo asse, ad es. dentro l'oggetto, solitamente non sono possibili¹⁴. Ad ogni modo, ad eccezione dell'effetto hertziano, in un corpo tridimensionale sotto sforzo per via di forze esterne, lo sforzo massimo (interessante nella fase di progettazione) si ha sulla superficie ed è quindi facilmente analizzabile.

Gli sforzi meccanici non sono misurabili direttamente, ma è possibile calcolarli in maniera indiretta conoscendo le caratteristiche del materiale e misurando la deformazione a cui esso è soggetto. La legge di Hooke, applicabile nell'ambito delle deformazioni elastiche dei materiali elastici lineari, descrive questo fenomeno:

$$\sigma = \frac{F}{A} = E\varepsilon$$

dove

- F forza agente sul materiale;
- A area sottoposta a sforzo;
- σ sforzo meccanico $\left[\frac{N}{mm^2}\right]$;
- ε deformazione relativa;
- E modulo di Young, funzione del materiale sollecitato.

Questa versione della legge di Hooke è valida solamente per lo stato di sollecitazione uniassiale. Per gli stati di sollecitazione biassiale e multiassiale è necessario utilizzare le versioni più estese.

Nel caso di sollecitazione uniassiale, la deformazione ε viene misurata nella direzione attiva della forza (direzione 0°). Nella direzione trasversale (direzione 90°), non sono presenti sollecitazioni del

¹⁴ La deformazione può essere misurata lungo il terzo asse, ad esempio, nelle tecniche di misurazione dei modelli, in cui gli estensimetri possono essere fusi all'interno di modelli plastici, oppure per applicazioni di ingegneria civile, dove gli strumenti di misura delle deformazioni possono essere annegati nel calcestruzzo durante la colata.

materiale nonostante sia misurabile una certa deformazione (contrazione /dilatazione trasversale). Per tale ragione, per ottenere risultati affidabili, la direzione attiva della forza deve essere nota e la deformazione deve essere misurata lungo la direzione principale. Se questa direzione non è nota o è nota solo in maniera approssimativa, le misurazioni e le relative valutazioni devono essere effettuate riferendosi ad uno stato di sollecitazione biassiale con le due direzioni principali non note.

Per uno stato di tensione piana, le sollecitazioni normali estreme σ_1 e σ_2 vengono definite sollecitazioni principali e si applicano lungo le direzioni principali perpendicolari fra loro dello stato di sollecitazione.

La condizione di sollecitazione biassiale può essere definita in modo preciso se le direzioni principali sono note¹⁵. La σ_1 e la σ_2 possono essere calcolate a partire dalla misura dalle deformazioni principali ε_1 e ε_2 utilizzando la versione estesa della Legge di Hooke

$$\sigma_1 = \frac{E}{1 - \nu^2} (\varepsilon_1 + \nu \cdot \varepsilon_2)$$

$$\sigma_2 = \frac{E}{1 - \nu^2} (\varepsilon_2 + \nu \cdot \varepsilon_1)$$

dove ν è il coefficiente di Poisson del materiale. La sollecitazione σ_3 lungo la direzione principale 3 (perpendicolare alla superficie) è considerata nulla.

Per la misura delle deformazioni possono essere utilizzati due estensimetri lineari montati a 90° ed allineati con le direzioni principali 1 e 2, oppure, per semplificare le procedure di montaggio, si può adoperare una rosetta a T allineando le griglie di misura con gli assi principali.

In tutti i casi in cui le direzioni delle sollecitazioni principali non sono definite chiaramente, l'analisi sperimentale delle sollecitazioni può essere eseguita utilizzando le rosette a tre griglie, che sono disponibili in versioni da 0°/45°/90° e 0°/60°/120°.

Le tre griglie di misura delle rosette sono indicate con le lettere a, b e c. Di conseguenza, una rosetta a tre griglie misura le tre deformazioni ε_a , ε_b e ε_c .

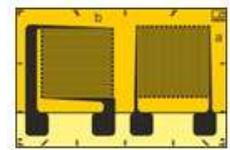


Figura 6 Rosetta a T.

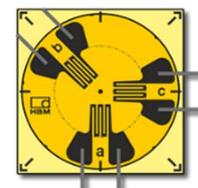


Figura 7 Rosetta a tre griglie a 0°/45°/90° e 0°/60°/120°.

¹⁵ Le direzioni delle sollecitazioni principali sono note, ad esempio, sulla superficie di un recipiente cilindrico sottoposto a pressione interna, su un albero sottoposto a carichi di torsione pura e nelle zone lontane dagli spigoli e su una lastra curva. Con altri oggetti e con l'azione simultanea di diverse variabili, come la forza normale e la flessione o la torsione e la flessione ecc., le direzioni principali devono essere considerate non note.

Utilizzando il metodo dei cerchi di Mohr è possibile ricavare le equazioni riportate di seguito¹⁶:

- misurazione con rosetta a 0°/45°/90°

$$\sigma_{1/2} = \frac{E}{1-\nu^2} \cdot \frac{\varepsilon_a + \varepsilon_c}{2} \pm \frac{E}{\sqrt{2}(1+\nu)} \cdot \sqrt{(\varepsilon_a - \varepsilon_b)^2 + (\varepsilon_c - \varepsilon_b)^2}$$

- misurazione con rosetta a 0°/60°/120°

$$\sigma_{1/2} = \frac{E}{1-\nu^2} \cdot \frac{\varepsilon_a + \varepsilon_b + \varepsilon_c}{3} \pm \frac{E}{(1+\nu)} \cdot \sqrt{\left(\frac{2\varepsilon_a - \varepsilon_b - \varepsilon_c}{3}\right)^2 + \frac{1}{3}(\varepsilon_b - \varepsilon_c)^2}$$

Le direzioni principali possono essere determinate utilizzando i rapporti geometrici dalle deformazioni ε_a , ε_b e ε_c misurate per mezzo della rosetta. Si calcola dapprima la tangente dell'angolo ausiliario ψ :

- misurazione con rosetta a 0°/45°/90°

$$\tan \psi = \frac{2\varepsilon_b - \varepsilon_a - \varepsilon_c}{\varepsilon_a - \varepsilon_c}$$

- misurazione con rosetta a 0°/60°/120°

$$\tan \psi = \frac{\sqrt{3}(\varepsilon_b - \varepsilon_c)}{2\varepsilon_a - \varepsilon_b - \varepsilon_c}$$

L'angolo ψ può trovarsi in quattro quadranti diversi nell'arco della circonferenza a seconda dei segni del numeratore (N) e del denominatore (D) (lato opposto e lato adiacente del triangolo inscritto nel cerchio di Mohr).

$$|\psi| = \arctan\left(\frac{\sqrt{3}(\varepsilon_b - \varepsilon_c)}{2\varepsilon_a - \varepsilon_b - \varepsilon_c}\right) [^\circ] = \arctan\left(\frac{N}{D}\right)$$

¹⁶ <https://www.hbm.com/it/7114/hookes-law-explained> (ultimo accesso 15/03/2016).

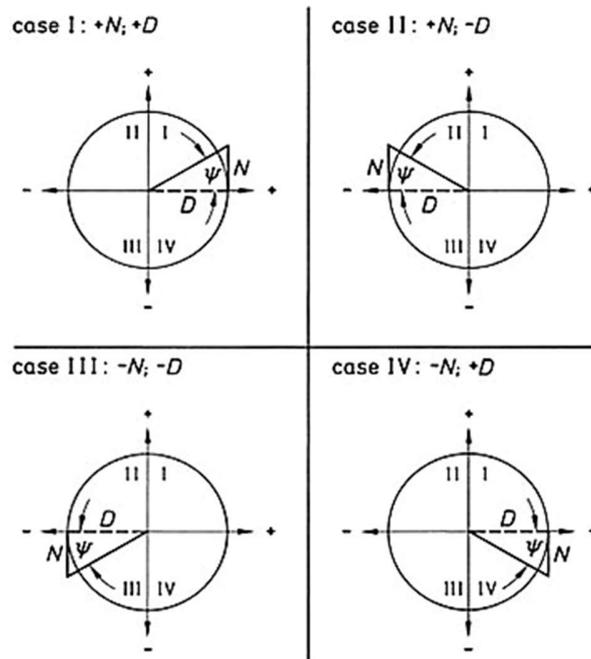


Figura 8 Posizione dell'angolo in base ai segni del numeratore (N) e del denominatore (D)¹⁷.

Noto il valore di ψ si può ricavare φ calcolato in modo da essere applicato in corrispondenza dell'intersezione degli assi delle griglie di misura, a partire dall'asse della griglia di misura a , nella direzione positiva (senso antiorario).

$$\begin{aligned} N > 0 (+) \\ D \geq 0 (+) \end{aligned} \rightarrow \varphi = \frac{1}{2}(0^\circ + |\psi|)$$

$$\begin{aligned} N \leq 0 (-) \\ D \geq 0 (+) \end{aligned} \rightarrow \varphi = \frac{1}{2}(180^\circ - |\psi|)$$

$$\begin{aligned} N < 0 (-) \\ D \leq 0 (-) \end{aligned} \rightarrow \varphi = \frac{1}{2}(180^\circ + |\psi|)$$

$$\begin{aligned} N \geq 0 (+) \\ D < 0 (-) \end{aligned} \rightarrow \varphi = \frac{1}{2}(360^\circ - |\psi|)$$

L'asse individuato da φ descrive la direzione della sollecitazione normale principale σ_1 (corrispondente alla direzione della deformazione principale ε_1). La seconda direzione principale (direzione della sollecitazione normale principale σ_2) ha un angolo uguale a $\varphi + 90^\circ$.

Attraverso l'utilizzo della rosetta a tre griglie è quindi possibile misurare lo stato di tensione piana agente sulla superficie di un corpo. Lo svantaggio dell'utilizzo esclusivo di questa tecnica sta nel non

¹⁷ Ibidem.

poter separare le cause che provocano questo stato di tensione e quindi non poter eliminare l'influenza delle sollecitazioni considerate spurie. Ad esempio non è possibile separare gli sforzi prodotti dal momento flettente da quelli derivanti dal momento torcente agenti sul corpo. Per fare questo occorre utilizzare delle particolari tecniche di collegamento tra i diversi estensimetri, come descritto nel paragrafo seguente.

1.1.6 Distribuzione e collegamento degli estensimetri: circuiti di misura¹⁸

Disponendo in maniera adeguata gli estensimetri sul corpo in analisi e collegandoli opportunamente al ponte di Wheatstone è possibile ottimizzare la misura per sollecitazioni di trazione, flessione, torsione o taglio. Di seguito ci si sofferma sulle disposizioni consigliate per l'analisi delle deformazioni di flessione e di torsione, rimandando al testo citato in nota per lo studio delle altre sollecitazioni.

Si utilizzano i seguenti simboli:

ε_a	deformazione apparente legata alla variazione di temperatura;
ε_n	deformazione dovuta allo sforzo normale;
$\varepsilon_f, \varepsilon_{fx}, \varepsilon_{fy}$	deformazioni dovute ai momenti flettenti M_f, M_{fx}, M_{fy} ;
ε_t	deformazione dovuta al momento torcente M_t .

Deformazione di flessione

Si considera una trave soggetta a momento flettente M_f che produce le deformazioni assiali $\pm\varepsilon_f$ e trasversali $-\nu(\pm)\varepsilon_f$ in cui il segno superiore si riferisce alla faccia tesa e quello inferiore a quella compressa. Si suppone inoltre che la temperatura vari nel corso della prova e che sia presente uno sforzo normale spurio N . L'eventuale momento torcente spurio non influenza la misura poiché agisce trasversalmente all'orientazione delle griglie degli estensimetri.

¹⁸ Cfr. A. AJOVALASIT, *Analisi sperimentale delle tensioni con gli estensimetri elettrici a resistenza*, ARACNE editrice s.r.l., Roma 2008, 90-96

1° disposizione

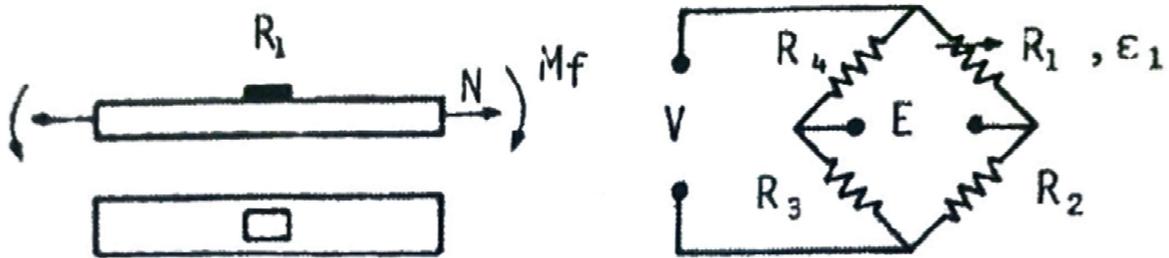


Figura 9 1° disposizione estensimetria per la misura delle deformazioni di flessione

Si utilizza un estensimetro attivo parallelo all'asse della trave e collegato a quarto di ponte. Si ottiene che

$$\varepsilon_T = \varepsilon_1 = \varepsilon_n + \varepsilon_f + \varepsilon_a$$

Con tale configurazione nessuna azione spuria è compensata.

2° disposizione

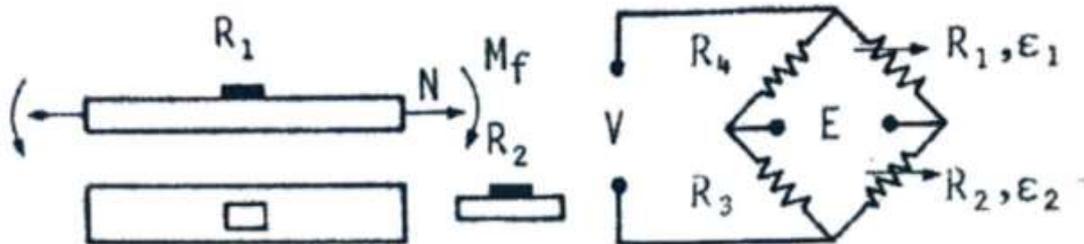


Figura 10 2° disposizione estensimetria per la misura delle deformazioni di flessione

Si utilizza un estensimetro attivo parallelo all'asse della trave ed un estensimetro compensatore posto su un provino ausiliario collegati su lati adiacenti del ponte. Si ottiene che

$$\varepsilon_T = \varepsilon_1 - \varepsilon_2 = (\varepsilon_n + \varepsilon_f + \varepsilon_a) - \varepsilon_a = \varepsilon_n + \varepsilon_f$$

In questo modo si compensa la deformazione termica apparente, mentre non viene compensata la deformazione spuria di trazione.

3° disposizione

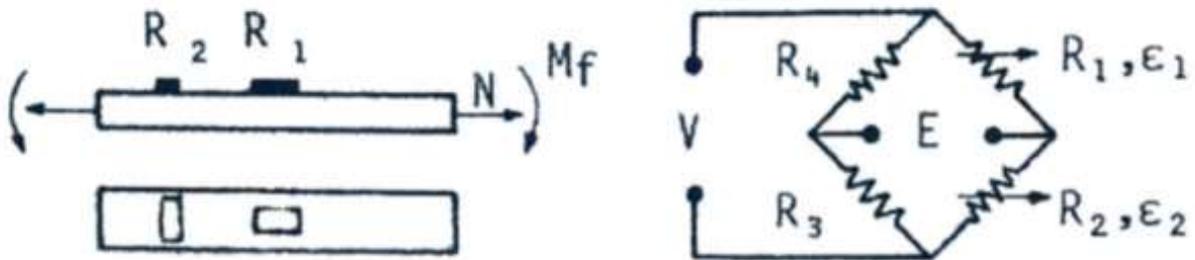


Figura 11 3° disposizione estensimetria per la misura delle deformazioni di flessione

Si utilizza un estensimetro attivo parallelo all'asse della trave ed un altro ad esso ortogonale collegati su lati adiacenti del ponte. Si ottiene che

$$\varepsilon_T = \varepsilon_1 - \varepsilon_2 = (\varepsilon_n + \varepsilon_f + \varepsilon_a) - (-\nu\varepsilon_n - \nu\varepsilon_f + \varepsilon_a) = \varepsilon_n(1 + \nu) + \varepsilon_f(1 + \nu)$$

Con tale configurazione è compensata la deformazione termica apparente e la deformazione ε_T è più grande di quella imposta, ma anche l'eventuale deformazione spuria di trazione è amplificata della stessa misura.

4° disposizione

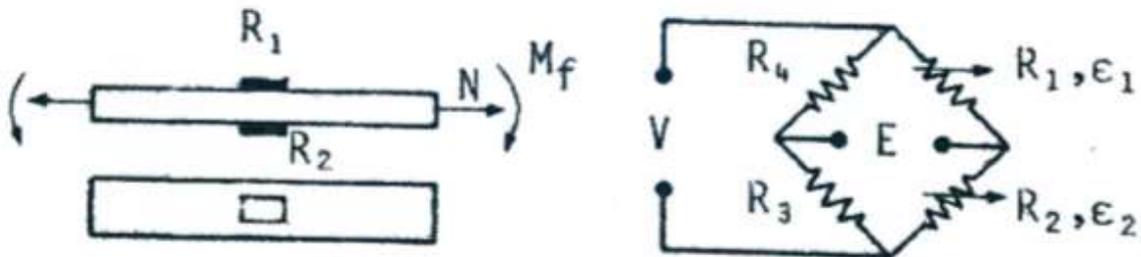


Figura 12 4° disposizione estensimetria per la misura delle deformazioni di flessione

Si applicano due estensimetri attivi paralleli all'asse della trave disposti su facce opposte e collegati su lati adiacenti del ponte. Si ottiene che

$$\varepsilon_T = \varepsilon_1 - \varepsilon_2 = (\varepsilon_f + \varepsilon_n + \varepsilon_a) - (-\varepsilon_f + \varepsilon_n + \varepsilon_a) = 2\varepsilon_f$$

In questo modo le deformazioni spurie sono compensate e la deformazione misurata è doppia rispetto a quella imposta.

5° disposizione

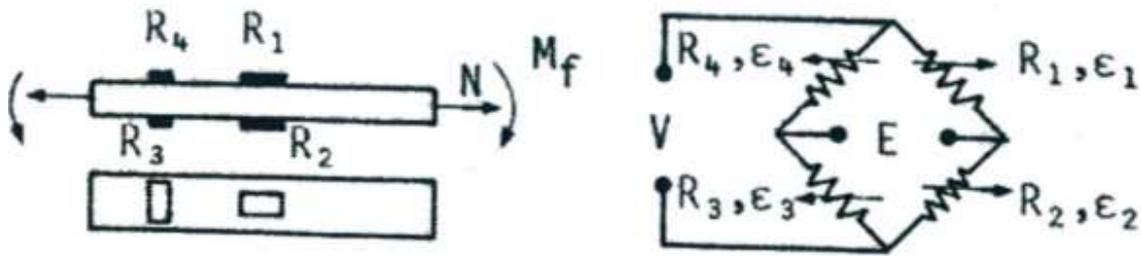


Figura 13 5° disposizione estensimetria per la misura delle deformazioni di flessione.

Se la trave è simmetrica rispetto all'asse centrale è possibile configurare il sistema posizionando due estensimetri attivi paralleli all'asse della trave, disposti su facce opposte e collegati su rami opposti del ponte, e due estensimetri attivi ortogonali all'asse della trave posti su facce opposte e collegati sui restanti rami del ponte. Si ricava che

$$\varepsilon_T = (\varepsilon_f + \varepsilon_n + \varepsilon_a) - (-\varepsilon_f + \varepsilon_n + \varepsilon_a) + (\nu\varepsilon_f - \nu\varepsilon_n + \varepsilon_a) - (-\nu\varepsilon_f - \nu\varepsilon_n + \varepsilon_a)$$

$$\varepsilon_T = 2(1 + \nu)\varepsilon_f$$

Così facendo sono compensate le deformazioni spurie e la deformazione di flessione misurata è doppia rispetto a quella ricavata con la 3° disposizione.

6° disposizione

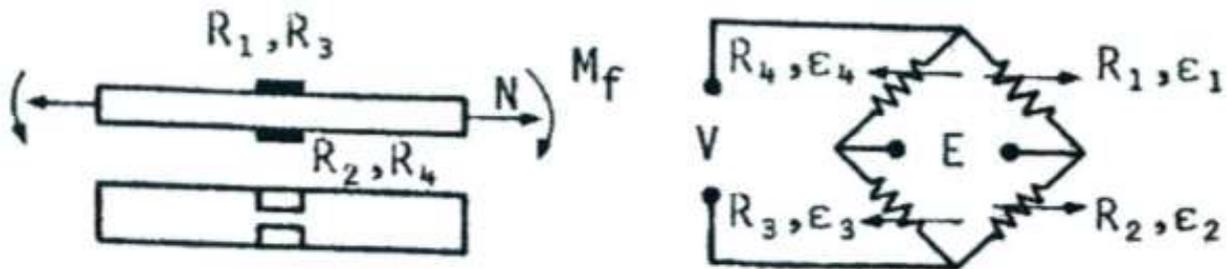


Figura 14 6° disposizione estensimetria per la misura delle deformazioni di flessione.

Se la sezione della trave è simmetrica rispetto all'asse centrale, è possibile applicare quattro estensimetri attivi paralleli all'asse della trave disposti a due a due su facce opposte e collegati in modo che gli estensimetri posti sulla stessa faccia siano inseriti su lati opposti del ponte. Si ricava che

$$\varepsilon_T = 4\varepsilon_f$$

In questo modo sono compensate le deformazioni spurie e la deformazione misurata è quattro volte quella imposta. Tale configurazione è quindi la migliore fra quelle considerate.

Deformazione di torsione

Si considera un albero con sezione circolare soggetto a un momento torcente M_t .

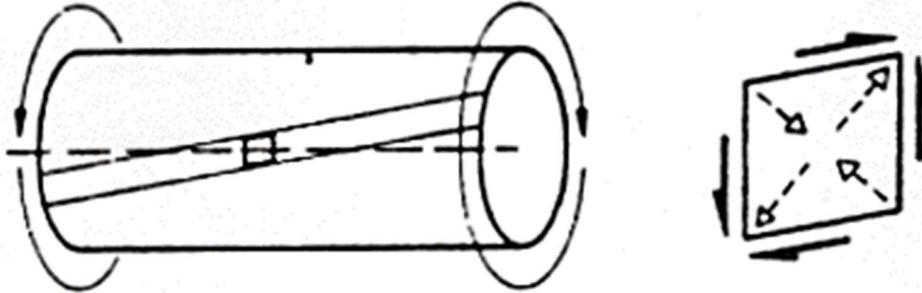


Figura 15 Deformazione superficiale in seguito a sforzo di taglio dovuto a torsione.

Le deformazioni principali sono dirette secondo le eliche inclinate a $\pm 45^\circ$ rispetto all'asse dell'albero ed assumono i seguenti valori:

$$\varepsilon_t = \varepsilon_{+45} = -\varepsilon_{-45} = \gamma/2$$

dove γ è lo scorrimento mutuo. Gli estensimetri vanno pertanto applicati lungo le eliche inclinate a $\pm 45^\circ$ rispetto all'asse dell'albero.

Noto lo scorrimento mutuo γ si può calcolare il momento torcente attraverso la relazione

$$M_t = J_p G \frac{\gamma}{r}$$

dove

- J_p momento di inerzia polare;
- G modulo di elasticità trasversale;
- r raggio dell'albero.

Volendo tener conto delle deformazioni spurie, si suppone che la temperatura vari durante la prova e che siano presenti uno sforzo normale N ed un momento flettente spurio M_f di componenti M_{fx} ed M_{fy} .

1° disposizione

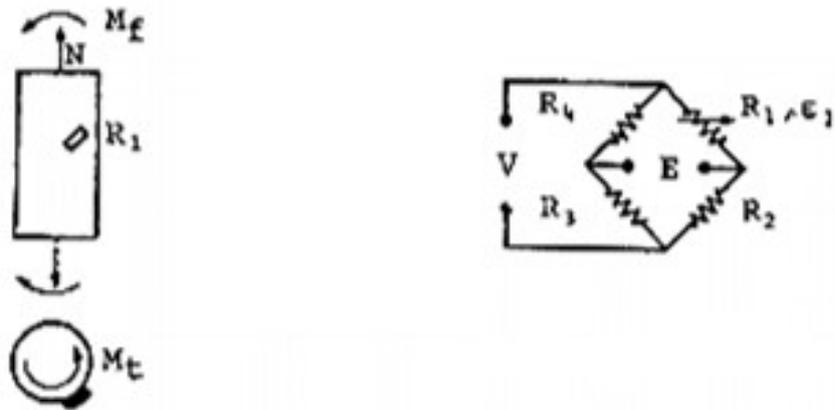


Figura 16 1° disposizione estensimetria per la misura delle deformazioni di torsione.

Si utilizza un estensimetro attivo inclinato a $+45^\circ$ rispetto all'asse dell'albero e collegato a quarto di ponte. Si ottiene che

$$\varepsilon_T = \varepsilon_1 = \varepsilon_t + \varepsilon_n + \varepsilon_f + \varepsilon_a$$

Con tale configurazione nessuna azione spuria è compensata.

2° disposizione

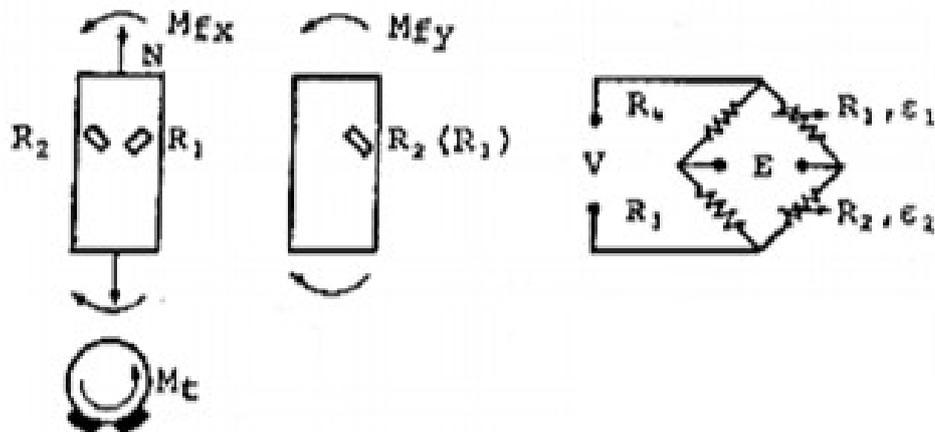


Figura 17 2° disposizione estensimetria per la misura delle deformazioni di torsione.

Si ricava un collegamento a mezzo ponte con due estensimetri attivi inclinati a $\pm 45^\circ$ rispetto all'asse dell'albero ed inseriti su lati adiacenti del ponte. Si ottiene che

$$\varepsilon_T = \varepsilon_1 - \varepsilon_2 = (\varepsilon_t + \varepsilon_n + \varepsilon_{fx} + \varepsilon_{fy} + \varepsilon_a) - (-\varepsilon_t + \varepsilon_n - \varepsilon_{fx} + \varepsilon_{fy} + \varepsilon_a)$$

$$\varepsilon_T = 2\varepsilon_t + 2\varepsilon_{fx}$$

Così facendo si compensano la deformazione termica apparente e la deformazione spuria di trazione, mentre la deformazione spuria di flessione risulta solo parzialmente compensata.

3° disposizione

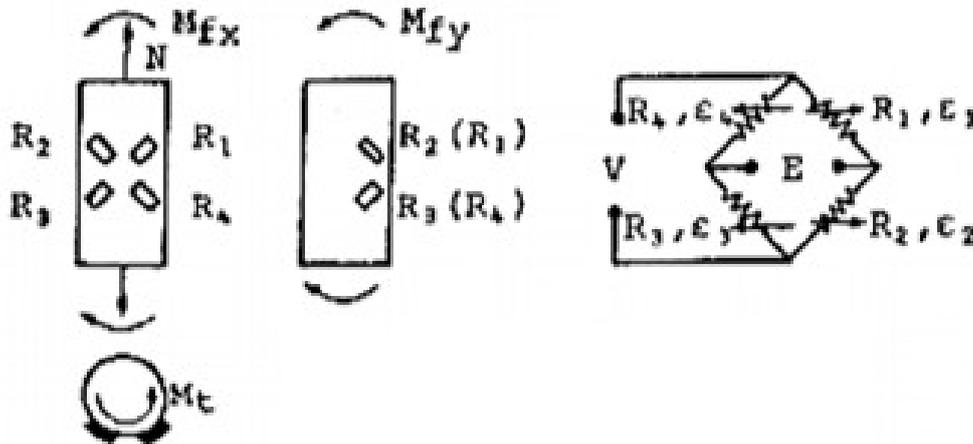


Figura 18 3° disposizione estensimetria per la misura delle deformazioni di torsione.

Si impiegano quattro estensimetri attivi, due collegati a $+45^\circ$ e due a -45° , cablati in modo che gli estensimetri posti sulla stessa elica siano inseriti su lati opposti del ponte. Si ottiene che

$$\begin{aligned} \varepsilon_T = & (\varepsilon_t + \varepsilon_n + \varepsilon_{fx} + \varepsilon_{fy} + \varepsilon_a) - (-\varepsilon_t + \varepsilon_n - \varepsilon_{fx} + \varepsilon_{fy} + \varepsilon_a) + (\varepsilon_t + \varepsilon_n - \varepsilon_{fx} + \varepsilon_{fy} + \varepsilon_a) \\ & - (-\varepsilon_t + \varepsilon_n + \varepsilon_{fx} + \varepsilon_{fy} + \varepsilon_a) \\ \varepsilon_T = & 4\varepsilon_t \end{aligned}$$

Con tale disposizione sono compensate tutte le deformazioni spurie ed il valore della deformazione misurata è quattro volte quello della deformazione imposta. Si ricava pertanto che la tensione letta sul ponte è

$$E = \frac{VK}{4} \varepsilon_T = VK \varepsilon_t$$

e che quindi

$$\varepsilon_t = \frac{E}{VK}$$

Tale disposizione risulta essere quindi la migliore fra quelle fin ora considerate.

4° e 5° disposizione

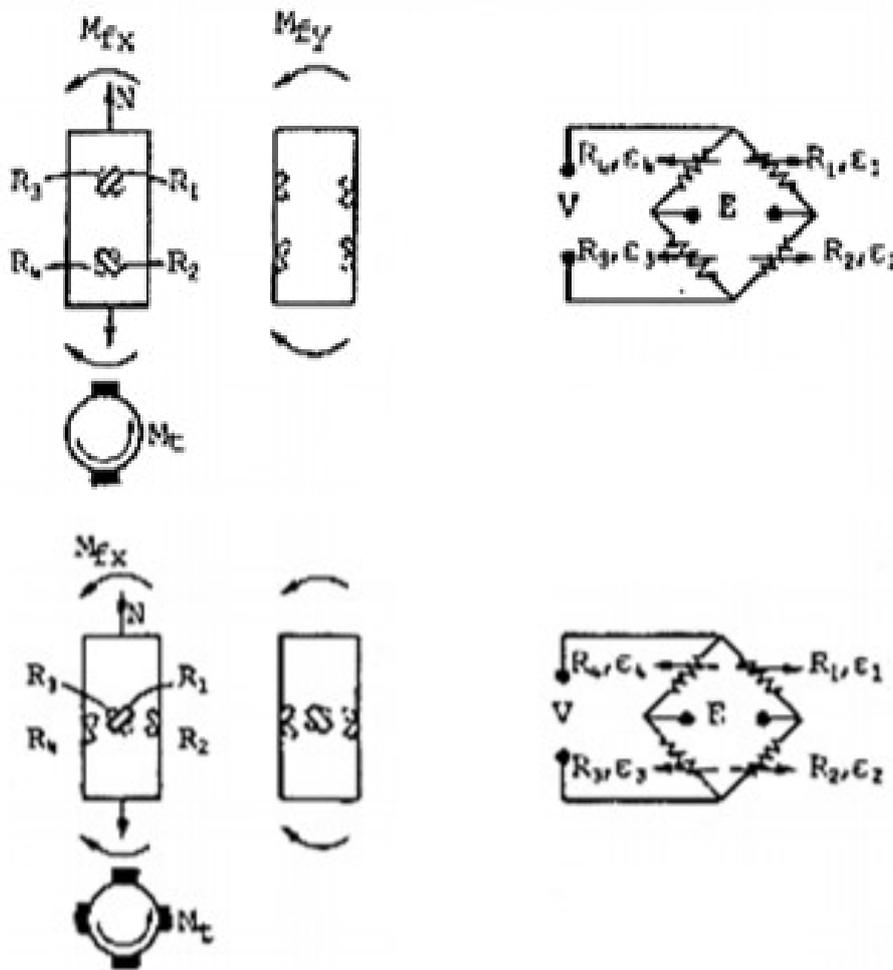


Figura 19 Disposizioni estensimetriche 4° e 5° per la misura delle deformazioni di torsione.

Queste disposizioni sono equivalenti alla terza poiché gli estensimetri posti sulla stessa elica sono collegati su lati opposti del ponte.

1.1.7 Estensimetri e circuiti per prove dinamiche¹⁹

Nelle misure statiche si utilizzano estensimetri fabbricati con un materiale (advance o costantana) che presenta un fattore di taratura non elevato ($K = 2$), ma che risente poco della variazione della temperatura e si sceglie come circuito di misura della variazione di resistenza il ponte di Wheatstone, poiché con esso è facile ottenere la compensazione degli effetti dovuti alla variazione di temperatura. Quando però la velocità di variazione delle deformazioni da misurare è tale da rendere trascurabili gli

¹⁹ Cfr. A. BRAY, *Estensimetri elettrici a resistenza*, Consiglio nazionale delle ricerche, Roma 1965, 111-116.

effetti della variazione di temperatura (cioè l'inerzia termica della struttura su cui l'estensimetro è montato è elevata – cosa che capita quasi sempre nella pratica), si possono adoperare anche altri circuiti di misura ed estensimetri costruiti con filo in lega isoelastica (elinvar). Questi estensimetri sono più sensibili alla variazione di temperatura (il loro coefficiente di temperatura è circa 20 volte più grande di quello dei normali estensimetri), ma hanno un fattore di taratura più elevato ($K = 3,5$).

Utilizzando gli estensimetri in prove di fatica, più che ai fenomeni di inerzia dell'estensimetro (la sua massa è trascurabile e quindi non esiste in pratica una limitazione di frequenza per il suo uso), bisogna prestare attenzione alla rottura per fatica del filo dell'estensimetro e delle giunzioni tra conduttore terminale e filo estensimetrico.

I limiti di fatica dipendono dall'entità della deformazione applicata e dal numero di cicli: più grande è la deformazione applicata, più basso è il limite di rottura per fatica e più grande risulta la deformazione permanente dell'estensimetro. Gli studiosi C. Rohrbach e N. Czaika hanno effettuato prove dinamiche su diversi tipi di estensimetri ed hanno descritto questo fenomeno in forma grafica; si riportano di seguito due esempi.

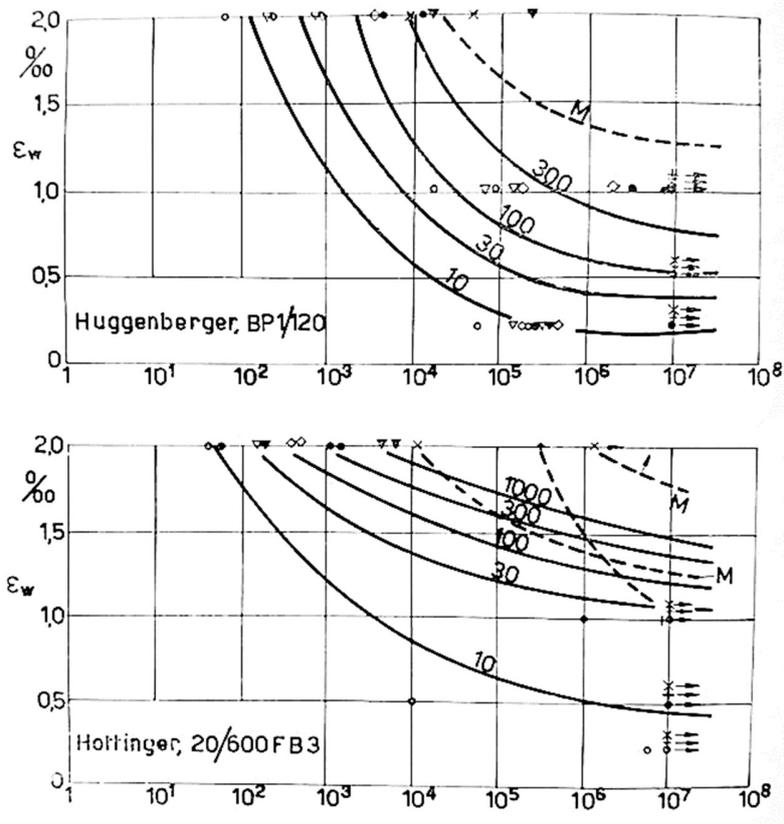


Figura 20 Diagrammi di deformazione a fatica per due modelli di estensimetri²⁰.

Si osserva che per ciascun estensimetro è possibile tracciare una famiglia di curve su diagrammi deformazione / numero di cicli di fatica; ogni curva corrisponde ad un valore determinato di deformazione permanente. Le curve tratteggiate rappresentano il limite di rottura per fatica del filo estensimetrico (curve M) e dei conduttori terminali (nel secondo esempio la rottura avviene prima per il logoramento dei terminali che per il cedimento del filo, mentre nel caso del primo estensimetro analizzato non si riscontra rottura dei terminali).

Attraverso lo studio della risposta a fatica sugli estensimetri si è anche constatato che la fatica ha scarsa influenza sulla sensibilità dell'estensimetro: le variazioni del fattore di taratura sono contenute entro $\pm 1\%$ sino a 10^7 cicli.

Negli estensimetri con giunto il limite di rottura per fatica risulta molte volte più grande (almeno 30 volte) rispetto a quelli senza giunto. Il limite di fatica sale anche utilizzando fili in elinvar e supporti in bachelite (piuttosto che in carta).

²⁰ Ibidem.

Per le misure dinamiche della deformazione, potendo fare a meno dell'estensimetro compensatore, si può usare un circuito potenziometrico più semplice di quello a ponte. Si può infatti utilizzare l'estensimetro di misura R_1 ed una resistenza fissa R_S in serie, alimentati da una batteria E_0 . L'uscita del circuito è presa ai capi dell'estensimetro, dopo essere passata attraverso un condensatore C che ha la funzione di bloccare le componenti continue del segnale (cioè la differenza di potenziale iniziale E_0 ed eventuali componenti continue contenute nel segnale di deformazione) e di lasciar passare le componenti variabili. Lo schema di collegamento è riportato di seguito.

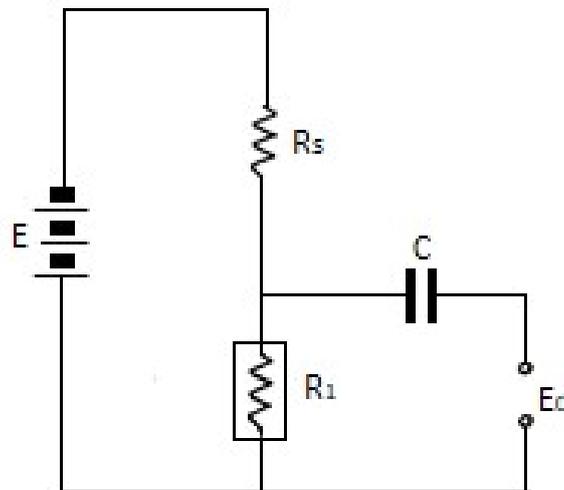


Figura 21 Circuito potenziometrico per misure dinamiche²¹.

Per il calcolo della sensibilità del circuito, ovvero per sapere di quanto varia la tensione E_0 al variare della resistenza e quindi per una certa deformazione ε_a , si può scrivere:

$$E_0 = E \frac{R_1}{R_1 + R_S}$$

la cui variazione rispetto ad R_1 diventa:

$$\frac{dE_0}{dR_1} = E \frac{R_S}{(R_1 + R_S)^2}$$

ovvero:

$$dE_0 = E \frac{R_S R_1}{(R_1 + R_S)^2} \frac{dR_1}{R_1}$$

E quindi, tenendo conto del fattore di taratura, si ha:

²¹ Ibidem.

$$\Delta E_0 = E \frac{R_s R_1}{(R_1 + R_s)^2} E \varepsilon_a K$$

La sensibilità del circuito potenziometrico è quindi proporzionale alla tensione di alimentazione della batteria (che ha dei limiti, per non provocare la deriva termica dell'estensimetro) e al fattore K di taratura dell'estensimetro (per tale ragione si cercano dei materiali con fattore di taratura più elevato). Se $R_s = R_1$ si ha che

$$\frac{R_s R_1}{(R_1 + R_s)^2} = \frac{1}{4}$$

e pertanto si osserva che la variazione di tensione è uguale a quella ottenuta con un circuito a ponte.

Se $R_s \neq R_1$, a parità di E, la sensibilità del circuito potenziometrico è minore di quella del circuito a ponte come mostrato nella figura sottostante.

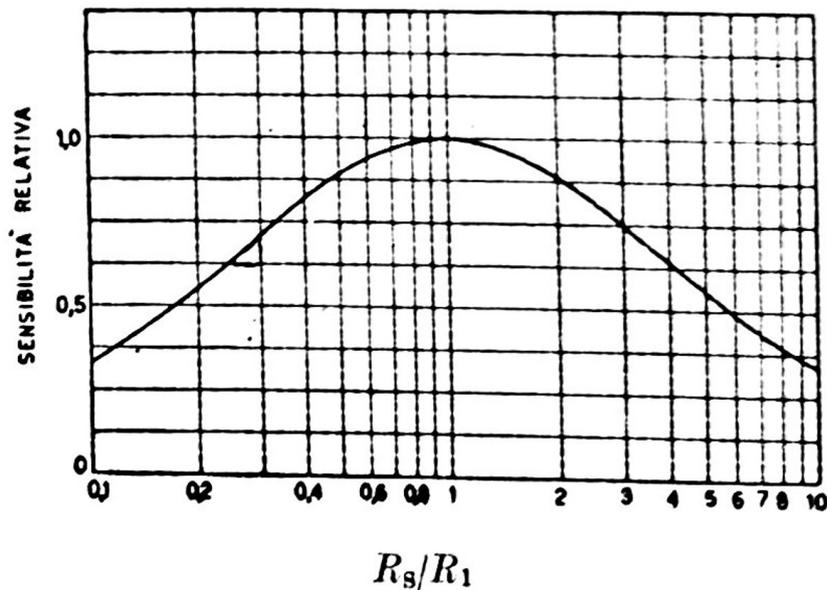


Figura 22 Diagramma di sensibilità del circuito potenziometrico²².

Nella pratica conviene scegliere R_s/R_1 in modo che la variazione della corrente del circuito, legata alla variazione di R_1 , sia molto piccola. Per tale ragione si sceglie di solito R_s (chiamata per tale ragione resistenza zavorra) due o tre volte maggiore di R_1 (non di più per non abbassare eccessivamente la sensibilità del circuito)²³.

²² Ibidem.

²³ La sensibilità specifica del circuito potenziometrico, cioè la variazione di tensione per volt di alimentazione e per una certa ε_a da misurare, risulta minore rispetto a quella del circuito a ponte; se però si considera che la corrente che può attraversare gli estensimetri per prove statiche è minore di quella per prove dinamiche, che, pure a parità di corrente, il

Oltre al circuito potenziometrico è comunque possibile utilizzare i circuiti a ponte visti in precedenza alimentandoli sia in corrente continua che in corrente alternata, ma, in questi casi, risulta necessario introdurre un amplificatore del segnale prima dell'ingresso nello strumento di misura²⁴.

1.1.8 Influenza dei cavi e delle resistenze di contatto²⁵

I cavi che collegano gli estensimetri al ponte di Wheatstone influenzano la misura della deformazione se la loro resistenza non è trascurabile rispetto a quella degli estensimetri. Conviene pertanto usare cavi corti di opportuna sezione. Si riporta di seguito una tabella di riferimento per la scelta dei cavi.

Sezione S (mm ²) / [diametro d (mm)]	Resistenza unitaria R/l (Ω/m)	Tipo Usi
0,05 / [0,025]	≈ 0,35	Sottile Per collegamenti interni al ponte
0,15 / [0,44]	≈ 0,12	Medio Per distanze < 10 m
0,25 / [0,56]	≈ 0,07	Grosso Per distanze > 10 m

Figura 23 Scelta dei cavi in rame.

Se la resistenza dei cavi non è trascurabile, si può essenzialmente avere:

- 1) deformazione termica apparente dovuta alla variazione di temperatura dei cavi;
- 2) attenuazione del segnale di misura;
- 3) altri effetti riguardanti la resistenza di isolamento, la reattanza capacitiva, la sensibilità ai disturbi dovuta ai campi elettromagnetici.

In generale, il circuito estensimetrico può comprendere, oltre agli estensimetri ed ai relativi cavi di collegamento al ponte, anche altre resistenze (contatti striscianti, spazzole di commutazione, etc.). Una resistenza viene definita esterna al ponte se è in serie con i cavi di collegamento o di misura ed interna al ponte se è inserita in un lato del ponte. Come regola generale, si ha che le variazioni di resistenza

ciruito potenziometrico può essere alimentato ad una tensione maggiore, e che si possono utilizzare estensimetri con fattore di taratura più grande, si può concludere che la sensibilità specifica del circuito potenziometrico può essere maggiore di quella a ponte e tale da rendere superfluo l'inserimento di un amplificatore prima dello strumento di misura.

²⁴ Cfr. A. BRAY, *Estensimetri elettrici a resistenza*, Consiglio nazionale delle ricerche, Roma 1965, 116-122.

²⁵ Cfr. A. AJOVALASIT, *Analisi sperimentale delle tensioni con gli estensimetri elettrici a resistenza*, -ARACNE editrice s.r.l., Roma 2008, 97-104.

dovute a variazioni di temperatura, contatti striscianti, spazzole di commutatori, etc., non influenzano la misura della deformazione se le resistenze sono esterne al ponte. Questo avviene perché le resistenze esterne al ponte non intervengono nella condizione di bilanciamento del ponte stesso.

In conclusione si ha che i collegamenti con resistenze esterne al ponte sono preferibili rispetto a quelli con resistenze interne al ponte. Nel caso di collegamenti con resistenze interne al ponte si rimanda al testo citato in nota.

1.1.9 Trasmissione del segnale dal ponte allo strumento di misura²⁶

Quando occorre misurare la deformazione su organi rotanti, per collegare gli estensimetri allo strumento di misura, si possono utilizzare i contatti striscianti (sistema di anelli e spazzole). In tal caso è sempre consigliabile usare collegamenti a ponte completo chiuso sulla struttura, in modo che i contatti striscianti siano esterni al ponte come mostrato nella figura sottostante.

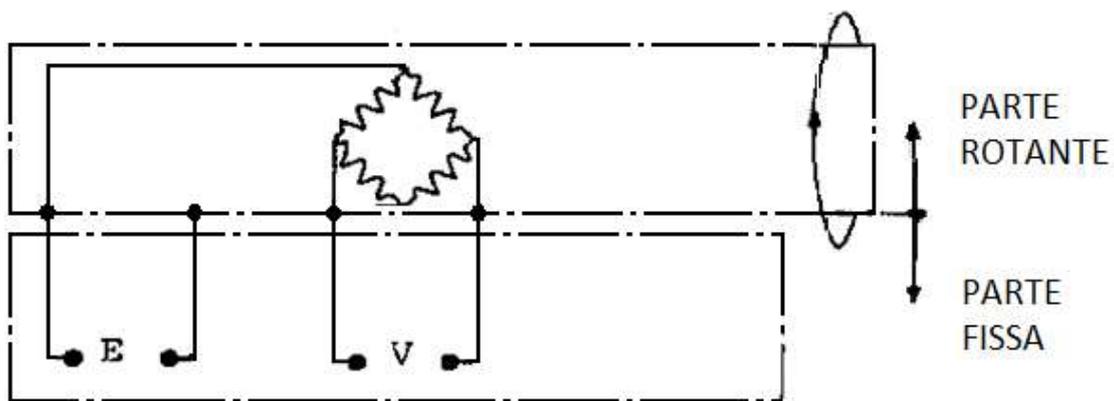


Figura 24 Schema di collegamento a ponte completo con contatti striscianti²⁷.

Si può evitare l'uso dei contatti striscianti mediante la trasmissione dei segnali estensimetrici per via radio. A tal fine, sono disponibili sistemi telemetrici a breve distanza (pochi centimetri) oppure sistemi telemetrici a largo raggio per trasmettere i segnali a grande distanza.

Nel caso in cui si devono misurare le deformazioni di più estensimetri in sequenza, si adopera, in genere, un commutatore. Questo strumento permette di inserire uno dopo l'altro i singoli estensimetri

²⁶ Cfr. A. AJOVALASIT, *Analisi sperimentale delle tensioni con gli estensimetri elettrici a resistenza*, -ARACNE editrice s.r.l., Roma 2008, 104-105.

²⁷ Ibidem.

nel circuito di misura. Sono anche disponibili unità di commutazione e bilanciamento che consentono l'azzeramento della lettura iniziale dei singoli estensimetri.

Ad eccezione del collegamento a ponte completo chiuso sulla struttura, le resistenze di contatto del commutatore sono in parte interne ed in parte esterne al ponte. È quindi necessario che la variazione di resistenza di contatto, che si manifesta tra le letture a struttura scarica e quelle a struttura carica, sia piccola poiché introduce una proporzionale deformazione apparente.

I commutatori commerciali per estensimetria sono in genere predisposti per vari collegamenti (quarto e mezzo ponte, ponte intero). Nella figura sottostante si riporta un collegamento a quarto di ponte a tre fili con commutatore.

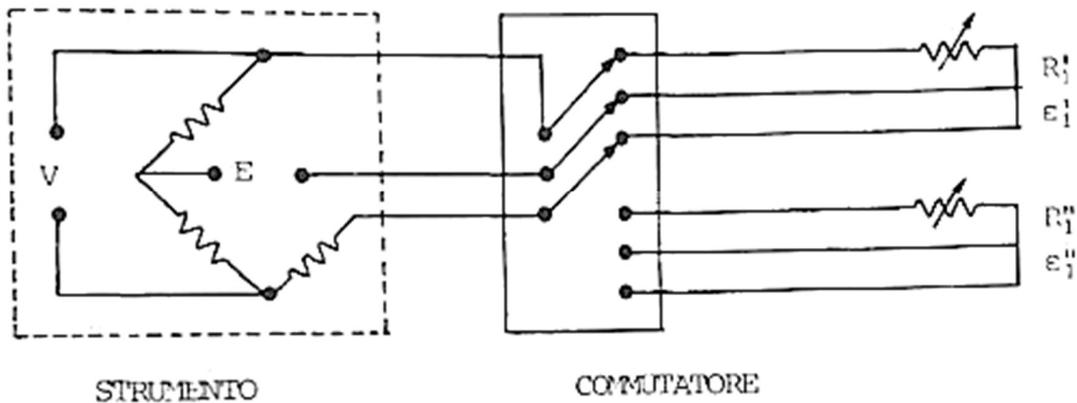


Figura 25 Collegamento a quarto di ponte a tre fili di diversi estensimetri in successione²⁸.

²⁸ Ibidem.

1.2 Dispositivo di prova per misuratore di coppia

Allo scopo di monitorare l'andamento della misurazione delle deformazioni di torsione e di flessione tramite estensimetri a resistenza, prima dell'applicazione definitiva sul banco di prova per riduttori a ricircolo di potenza, si sceglie di creare un modello di albero che consenta di effettuare delle prove preliminari di misura di deformazione.

1.2.1 Scelta albero di prova

In questa fase di lavoro si intende realizzare un albero di prova su cui poter effettuare una prima verifica di utilizzo degli estensimetri per la misura delle deformazioni.

L'albero deve essere innanzitutto verificato a flesso-torsione; si fissano le seguenti specifiche:

- materiale: acciaio di semplice reperibilità da utilizzare senza trattamenti termici;
- coppia trasmessa attraverso una leva di 1 m di lunghezza ed un peso di 20 kg (circa 200 Nm);
- coefficienti di sicurezza statico ed a fatica minimi reciprocamente pari a 3 e a 2.

Si sceglie di utilizzare un acciaio C40. Per poter applicare la teoria del solido di De Saint-Venant si assume la lunghezza dell'albero pari a dieci volte il suo diametro.

Gli alberi di trasmissione delle macchine sono sollecitati dalla combinazione di un momento flettente e di un momento torcente. Il momento torcente è la coppia trasmessa tra il motore calettato sull'albero motore e l'utilizzatore o, in generale, un altro organo meccanico calettato sull'albero condotto. Il peso proprio dell'albero e degli altri organi meccanici collegati all'albero e le forze scambiate fra i denti degli ingranaggi danno origine a sollecitazioni di flessione e di taglio; spesso però gli effetti del taglio sono trascurabili.

Considerando il modello di albero riportato nella figura sottostante, in relazione alla sollecitazione di flessione, si identifica con s l'asse di sollecitazione e con n l'asse neutro. I punti B e D sono quelli maggiormente sollecitati a flessione. In essi, come in tutti i punti appartenenti alla circonferenza esterna, si hanno anche le massime tensioni relative alla sollecitazione di torsione.

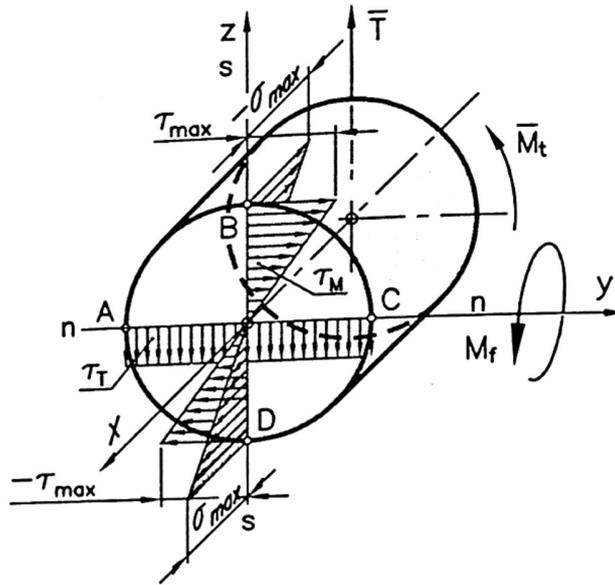


Figura 26 Distribuzione delle tensioni nella sezione retta di un albero soggetto alla sollecitazione composta di flessione e torsione.

La tensione massima dovuta ad un momento flettente M_f e data da

$$\sigma_{max} = \frac{M_f}{W_f}$$

dove W_f è il modulo di resistenza a flessione della sezione circolare dell'albero rispetto all'asse neutro n :

- per la sezione circolare piena:

$$W_f = \frac{\pi \cdot d^3}{32}$$

- per la sezione circolare cava:

$$W_f = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{d_e^4 - d_i^4}{d_e}$$

La tensione legata al momento torcente M_t è:

$$\tau_{max} = \frac{M_t}{W_t}$$

dove W_t è il modulo di resistenza a torsione della sezione rispetto all'asse neutro n ; per le sezioni circolari si ha che

$$W_t = 2 W_f$$

Dato che le tensioni sono di tipo diverso, si utilizza la tensione ideale:

$$\sigma_{id} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$$

Sostituendo le espressioni di σ_{max} e τ_{max} si ottiene

$$\sigma_{id} = \sqrt{\left(\frac{M_f}{W_f}\right)^2 + 3\left(\frac{M_t}{W_t}\right)^2}$$

Definendo la tensione massima ammissibile statica $\sigma_{ams} = CS \cdot R_{p02}$, con CS coefficiente di sicurezza statico, si ottiene la seguente relazione di resistenza a flessione-torsione statica:

$$\sigma_{id} \leq \sigma_{ams}$$

Se l'albero soggetto a flessione ruota intorno al proprio asse, la posizione delle fibre tese e di quelle compresse è periodicamente invertita: le fibre sono cioè soggette alternativamente a trazione e compressione ogni mezzo giro dell'albero. La sollecitazione è dunque variabile nel tempo in modo alternato simmetrico e dà origine al fenomeno della fatica. Occorre pertanto, nella verifica di resistenza, fare riferimento alla tensione ammissibile a fatica σ_{ams} .

Il valore del limite di resistenza a fatica, relativo al materiale considerato e al tipo di sollecitazione agente, è ottenuto utilizzando provette standard di diametro di circa 10 mm, con superfici lucidate e senza intagli. Operando con organi meccanici aventi differenti caratteristiche rispetto alle provette standard occorre considerare l'influenza di alcuni fattori che diminuiscono la resistenza a fatica.

Aumentando il diametro, nel caso di flessione e di torsione, i limiti di fatica decrescono proporzionalmente al coefficiente dimensionale C_1 ²⁹.

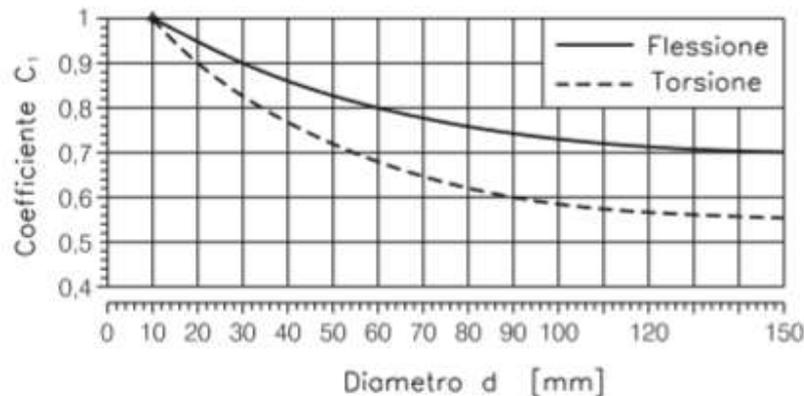


Figura 27 Diagramma del coefficiente dimensionale C_1 in funzione del diametro d dell'elemento in esame per sollecitazioni di flessione e di torsione³⁰.

²⁹ Nel caso di trazione e compressione non si ha effetto dimensionale, per cui si considera $C_1 = 1$.

³⁰ G. ANZALONE, P. BASSIGNANA, G. BRAFA, *Macchine ed Energia* – Musicoro Meccanica, Ulrico Hoepli Editore S.p.A., A1, 3-6.

Le cricche per fatica si innescano a partire dalla superficie. La rugosità superficiale costituisce pertanto un fattore importante per la vita a fatica del componente. In Figura 28 Diagramma del coefficiente di finitura superficiale C_2 per le diverse lavorazioni. è rappresentato il coefficiente di finitura superficiale C_2 in funzione dello stato della superficie e del carico unitario di rottura R_m del materiale³¹.

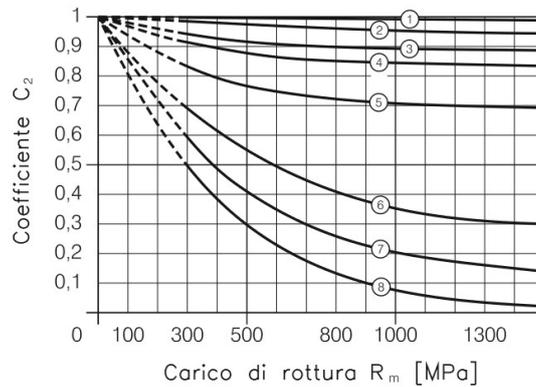


Figura 28 Diagramma del coefficiente di finitura superficiale C_2 per le diverse lavorazioni.³²

Se il corpo in esame è caratterizzato da rapide variazioni di sezione con piccolo raggio di curvatura nella zona di raccordo o presenta intagli, fori, incavi, o altre discontinuità di forma, allora la distribuzione delle tensioni non è uniforme e presenta concentrazioni di tensione localizzate di entità anche notevole.

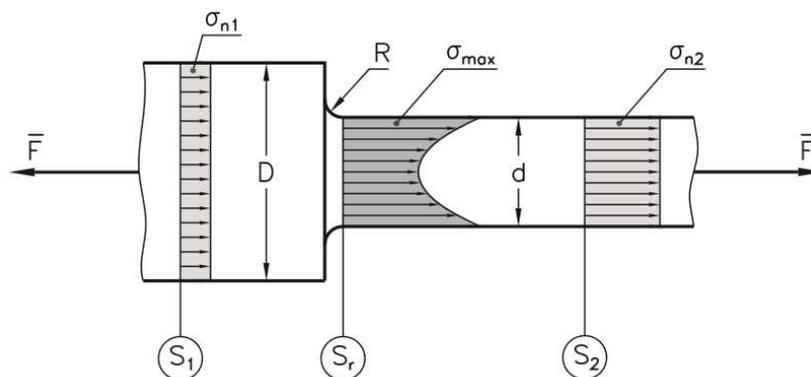


Figura 29 Diagramma delle tensioni, nel tratto a sezione variabile, di un corpo cilindrico con due diametri diversi, sottoposto a trazione.³³

³¹ La ghisa e il rame non risentono della rugosità, perciò per essi si considera $C_2 = 1$.

³² Ibidem.

Le diverse lavorazioni sono: superfinitura, con rugosità $0,25 R_a$ (1); rettifica fine, con rugosità $0,4 \div 0,5 R_a$ (2); rettifica normale, con rugosità $0,6 \div 1,6 R_a$ (3); tornitura, fresatura e simili, con rugosità $1,6 \div 4 R_a$ (4); sgrossatura, con rugosità $12 R_a$ (5); greggio di laminazione (6); con corrosione in acqua pura (7); con corrosione in acqua salata (8).

³³ Ibidem.

La sezione minima compresa nel tratto a sezione variabile (S_r) si definisce sezione ristretta o principale. Si definisce poi tensione normale nominale massima σ_n (o tensione tangenziale nominale massima τ_n) la tensione normale (o tangenziale) massima generata in una barra a sezione costante pari alla sezione ristretta, quando è sottoposta alla stessa sollecitazione agente nella sezione ristretta della barra a sezione variabile.

Al contorno della sezione ristretta la tensione massima σ_n è maggiore rispetto a quella nominale che si avrebbe con una distribuzione uniforme della tensione, e vale:

$$\sigma_n \max = K_t \cdot \sigma_n$$

dove K_t è il fattore teorico di concentrazione delle tensioni per effetto di intaglio (o semplicemente fattore di intaglio teorico) che dipende dalla forma ma non dalle dimensioni del corpo in esame.

Il fattore di intaglio teorico in alcuni casi può essere determinato analiticamente, ma in genere si ricorre a misure estensimetriche o fotoelastiche o a calcoli approssimati i cui risultati vengono sintetizzati in diagrammi in funzione delle forze in gioco, delle dimensioni della discontinuità e della forma dei corpi. Nei diagrammi sottostanti si riportano a titolo di esempio gli andamenti di K_t per una barra a sezione circolare con una variazione di diametro sottoposta a flessione o a torsione.

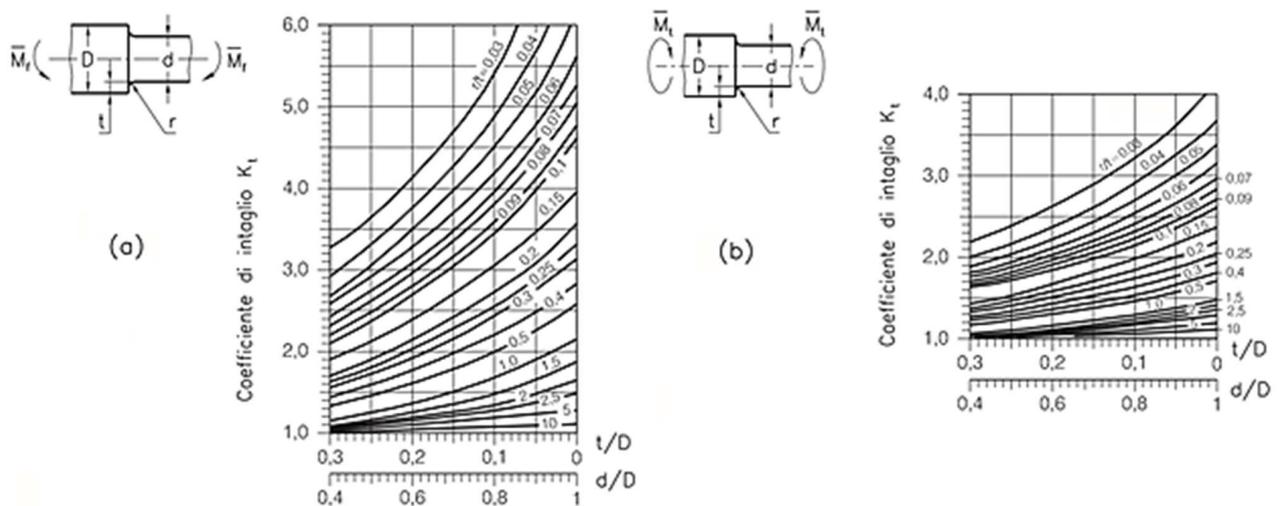


Figura 30 Diagrammi del fattore di concentrazione delle tensioni K_t per una barra a sezione circolare con una variazione di diametro: (a) sottoposta a momento flettente M_f ; (b) sottoposta a momento torcente M_t .³⁴

³⁴ Ibidem.

I materiali duttili, nel caso di sollecitazioni statiche, non risentono del fenomeno della concentrazione delle tensioni³⁵ poiché raggiunto lo snervamento nelle zone più sollecitate, presentano deformazioni plastiche locali che hanno l'effetto di ridistribuire la tensione nelle zone vicine: nel caso di sollecitazioni statiche, per materiali duttili, si considera $K_t = 1$.

Nel caso di sollecitazioni di fatica il benefico effetto della plasticità dei materiali duttili non si verifica; si riscontra la riduzione della resistenza del materiale, ma in maniera meno marcata rispetto a quanto prevede la teoria. Per materiali duttili si introduce quindi un fattore di intaglio a fatica o fattore sperimentale di intaglio K_f , che indica il rapporto fra la resistenza a fatica di una provetta non intagliata e quella di una provetta intagliata. Una valutazione attendibile di K_f , in funzione di K_t , si ottiene mediante la formula di Peterson:

$$K_f = \frac{K_t r + \eta}{r + \eta}$$

dove:

- r raggio di raccordo nella zona dell'intaglio o della variazione di sezione;
- η fattore di sensibilità all'intaglio tipico del materiale.

La corrispondenza fra il carico di rottura R_m e il fattore di sensibilità all'intaglio η per gli acciai è riportata nella seguente tabella.³⁶

Corrispondenza fra il carico di rottura R_m e il fattore di sensibilità all'intaglio η									
<i>Carico di rottura R_m</i>	350	450	550	650	750	900	1100	1300	1500
<i>Fattore di sensibilità all'intaglio η</i>	0,36	0,29	0,23	0,19	0,15	0,11	0,07	0,05	0,04

Figura 31 Tabella di corrispondenza fra il carico di rottura R_m e il fattore di sensibilità all'intaglio η .³⁷

³⁵ La resistenza a rottura dei materiali duttili risulta praticamente uguale (molto spesso è maggiore) a quella che si avrebbe in un solido a sezione costante. I materiali fragili invece, giungendo a rottura senza quasi presentare deformazioni plastiche; subiscono completamente il fenomeno della concentrazione delle tensioni.

³⁶ Per le leghe Al-Cu e per l'ottone $\eta = 0,62$. Il bronzo e la ghisa sono insensibili alle variazioni di forma, perciò per essi si assume $K_f = 1$.

³⁷ Ibidem.

Per tener conto delle influenze combinate delle dimensioni geometriche, dello stato superficiale e della forma dei corpi sollecitati a fatica, si considera un fattore globale K di riduzione del limite di fatica dato dalla seguente relazione:

$$K = \frac{C_1 C_2}{K_f}$$

Moltiplicando il fattore globale K per il limite di fatica σ_{LF} ricavato dalle prove sperimentali³⁸, si ottiene il limite di fatica σ_{LF}^* del corpo in esame:

$$\sigma_{LF}^* = K \sigma_{LF}$$

Un'analoga relazione si ha per le sollecitazioni tangenziali:

$$\tau_{LF}^* = K \tau_{LF}$$

A questo punto è possibile procedere al dimensionamento dell'albero. Per rendere più facile la rielaborazione dei dati di ingresso si imposta un foglio di calcolo Excel. Si trascura il peso proprio dell'albero.

Materiale	Rp02 [N/mm ²]	Rm [N/mm ²]	σ_{-1} [N/mm ²]	E [N/mm ²]	ν	G [N/mm ²]	Distanza assiale vincolo e puleggia [m]	Peso max [kg]	Peso puleggia [kg]	Raggio puleggia [m]	Diametro [m]
C40	290	550	275	210000	0,29	81395	0,27	20	4	1	0,027

Carico verticale max F [N]	Modulo di resistenza a flessione Wf [m ³]	Modulo di resistenza a torsione Wt [m ³]	Momento flettente max Mf [Nm]	Momento torcente max Mt [Nm]	Tensione di flessione max σ_{max} [N/mm ²]	Tensione di torsione max τ_{max} [N/mm ²]	Tensione ideale (von Mises) σ_{id} [N/mm ²]	CS statico	CS fatica
235,4	1,93E-06	3,86E-06	63,6	196,2	32,9	50,8	93,93014716	3,09	2,42

allungamento relativo flessione ϵ	allungamento per flessione Δl [mm]	deformazione relativa angolare γ	allungam. per torsione Δs [mm]
1,57E-04	0,0423	6,24E-04	0,168

C1	0,92	influenza del diametro (27 mm)
C2	0,9	influenza della finitura superficiale (tornitura)
Kf	1	influenza forma del corpo (da rivalutare)
r	5	Raggio di raccordo [mm]
η	0,23	fattor di sensibilità (Rm 550)
kt	1	coefficiente di intaglio

Figura 32 Dimensionamento preliminare albero per test di misurazione di coppia.

Si ricava un diametro minimo dell'albero di prova pari a 27 mm. In tali condizioni si ottiene un allungamento massimo per flessione pari a circa 0,04 mm ed un allungamento massimo per torsione pari a circa 0,17 mm. La conoscenza di tali valori risulta utile per la scelta degli estensimetri.

Per arrivare alla scelta di un'unica taglia di estensimetri e per avere un modello ancora più conforme con l'applicazione si sceglie di utilizzare come diametro dell'albero di test lo stesso diametro effettivo

³⁸ Per materiali duttili è possibile prendere come valore di prima approssimazione per il limite di fatica del materiale la metà del suo valore di resistenza a rottura.

del banco di prova. Si rieseguo quindi i calcoli prendendo in analisi un albero avente un'unica campata con diametro di 50 mm.

Materiale	R _{p02} [N/mm ²]	R _m [N/mm ²]	σ ₋₁ [N/mm ²]	E [N/mm ²]	ν	G [N/mm ²]	Distanza assiale vincolo e puleggia [m]	Peso max [kg]	Peso puleggia [kg]	Raggio puleggia [m]	Diametro [m]
C40	290	550	275	210000	0,29	81395	0,5	20	4	1	0,05

Carico verticale max F [N]	Modulo di resistenza a flessione W _f [m ³]	Modulo di resistenza a torsione W _t [m ³]	Momento flettente max M _f [Nm]	Momento torcente max M _t [Nm]	Tensione di flessione max σ _{max} [N/mm ²]	Tensione di torsione max τ _{max} [N/mm ²]	Tensione ideale (von Mises) σ _{id} [N/mm ²]	CS statico	CS fatica
235,4	1,23E-05	2,45E-05	117,7	196,2	9,6	8,0	16,85275122	17,21	12,19

allungamento relativo flessione ε	allungamento per flessione Δl [mm]	deformazione relativa angolare γ	allungam. per torsione Δs [mm]
4,57E-05	0,0229	9,83E-05	0,049

C1	0,83	influenza del diametro (50 mm)
C2	0,9	influenza della finitura superficiale (tornitura)
K _f	1	influenza forma del corpo (da rivalutare)
r	5	Raggio di raccordo [mm]
η	0,23	fattor di sensibilità (R _m 550)
kt	1	coefficiente di intaglio

Figura 33 Dimensionamento effettivo albero di prova con coppia di prova di 200 Nm.

Materiale	R _{p02} [N/mm ²]	R _m [N/mm ²]	σ ₋₁ [N/mm ²]	E [N/mm ²]	ν	G [N/mm ²]	Distanza assiale vincolo e puleggia [m]	Peso max [kg]	Peso puleggia [kg]	Raggio puleggia [m]	Diametro [m]
C40	290	550	275	210000	0,29	81395	0,5	100	4	1	0,05

Carico verticale max F [N]	Modulo di resistenza a flessione W _f [m ³]	Modulo di resistenza a torsione W _t [m ³]	Momento flettente max M _f [Nm]	Momento torcente max M _t [Nm]	Tensione di flessione max σ _{max} [N/mm ²]	Tensione di torsione max τ _{max} [N/mm ²]	Tensione ideale (von Mises) σ _{id} [N/mm ²]	CS statico	CS fatica
1020,2	1,23E-05	2,45E-05	510,1	981,0	41,6	40,0	80,7912913	3,59	2,54

allungamento relativo flessione ε	allungamento per flessione Δl [mm]	deformazione relativa angolare γ	allungam. per torsione Δs [mm]
1,98E-04	0,0990	4,91E-04	0,246

C1	0,83	influenza del diametro (50 mm)
C2	0,9	influenza della finitura superficiale (tornitura)
K _f	1	influenza forma del corpo (da rivalutare)
r	5	Raggio di raccordo [mm]
η	0,23	fattor di sensibilità (R _m 550)
kt	1	coefficiente di intaglio

Figura 34 Dimensionamento effettivo albero di prova con coppia di prova di 1000 Nm.

Si ottiene così un albero molto più massiccio del necessario per il carico di prova, ma conforme con le richieste di coefficienti di sicurezza quando viene applicato il carico nominale previsto per il banco di prova; è possibile effettuare test andando ad aumentare il carico fino al massimo previsto per il banco di prova.

Gli allungamenti massimi previsti (ottenuti applicando un carico di 100 kg con un braccio di un metro, equivalenti ad una coppia di circa 1000 Nm) sono di circa 0.1 mm per flessione e 0.25 mm per torsione.

1.2.2 Scelta ed applicazione degli estensimetri

Le direzioni principali degli sforzi di flessione e torsione sono note. Non è dunque necessario l'utilizzo di rosette a tre griglie.

La temperatura di prova non raggiunge valori critici. Si può pertanto utilizzare la serie estensimetrica normale.

L'applicazione del carico è statica. Si scelgono dunque degli estensimetri che risentano poco della variazione di temperatura (fattore di temperatura basso), collegati secondo una configurazione a ponte di Wheatstone.

Per riuscire ad ottenere misure di deformazioni relative rispettivamente al solo momento flettente ed al solo momento torcente, si sceglie di utilizzare dei collegamenti a ponte completo come descritto nel paragrafo 1.1.6. In particolare si utilizza la 6° configurazione per le misure di flessione e la 3° per quelle di torsione.

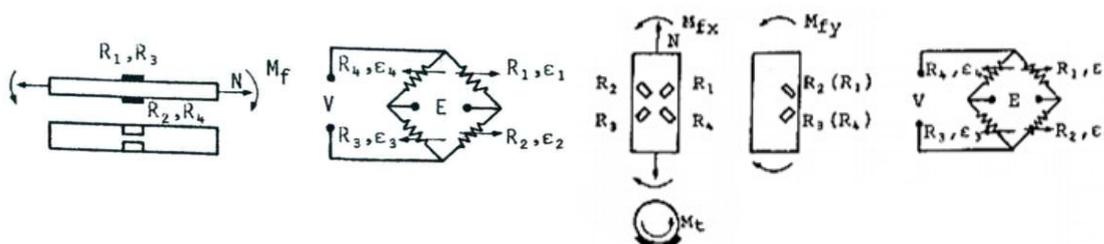


Figura 35 A sinistra disposizione scelta per la misura delle deformazioni di flessione e a destra quella utilizzata per la misura delle deformazioni di torsione.

Per facilitare l'incollaggio e rendere più precisa l'orientazione delle griglie di misura, si scelgono i seguenti estensimetri:

	<p>Estensimetro lineare doppio Per la misura della deformazione di flessione</p>
	<p>Estensimetro full bridge Per la misura della deformazione di torsione</p>

Dato che non ci sono problemi di ingombro ed il materiale in esame è omogeneo, si scelgono delle griglie di misura non estese di lunghezza compresa fra i 3 ed i 6 mm.

Si prevede quindi l'incollaggio degli estensimetri sulla superficie dell'albero di test come mostrato in Figura 35. Occorre, in particolare, prestare attenzione alla distanza di applicazione degli estensimetri dal vincolo dell'albero per la lettura della deformazione di flessione in modo da poter calcolare correttamente il momento flettente applicato nota la deformazione. Questa accortezza non è necessaria per il calcolo del momento torcente dalla deformazione di torsione poiché esso non è legato alla distanza dal vincolo dell'albero ma solo al diametro dell'albero stesso.

1.2.3 *Trasmissione ed acquisizione dei segnali*

Per trasmettere i segnali elettrici al ponte si utilizzano dei cavi elettrici la cui lunghezza non incide su eventuali deformazioni apparenti lette dal circuito di misura poiché introducono una resistenza esterna al ponte e quindi non influente sull'equilibrio del ponte stesso. In ogni caso si cerca di effettuare dei collegamenti più corti possibili per ridurre l'attenuazione del segnale dal ponte al dispositivo di acquisizione.

Il sistema elettronico di misura utilizzato è la scheda Spider 8, impiegata per la misurazione elettrica delle variabili meccaniche quali deformazione, forza, pressione, temperature. Essa si connette, al PC attraverso la porta seriale della stampante oppure tramite un cavo USB, ed agli estensimetri grazie ad un massimo di otto canali dotati di connettore a vaschetta a 15 pin ciascuno. La connessione dei cavi per ottenere i circuiti a ponte intero desiderati viene eseguita secondo lo schema fornito dalla casa produttrice della scheda.



Figura 36 Scheda di acquisizione Spider 8.

I dati provenienti dalla scheda di acquisizione vengono gestiti attraverso il software CatmanEASY V4 2.2 che permette la visualizzazione e l'archiviazione dei dati provenienti dalla misurazione (facendo comparire a monitor la lettura istantanea della deformazione) e la successiva analisi e rielaborazione per la stesura di report relativi all'andamento della misurazione stessa. Il suo utilizzo permette di velocizzare e semplificare la raccolta e la rielaborazione dei dati.

Per ottenere l'acquisizione simultanea dei valori di deformazione per flessione e per torsione si utilizzano due circuiti a ponte e quindi due differenti connettori paralleli a 15 pin presenti sulla scheda di acquisizione.

Accedendo al software Catman occorre definire le porte utilizzate con il tipo di ponte scelto. I dati principali richiesti dal programma sono il valore resistivo degli estensimetri (che in questo caso risulta essere di 120Ω) ed il gage factor K , ovvero la sensibilità dell'estensimetro ($K=2$ per gli estensimetri previsti) reperibili sul documento che caratterizza gli estensimetri.

1.3 Prove sperimentali ed elaborazione dati

Lo scopo delle prove sperimentali è quello di valutare l'effettivo funzionamento del trasduttore ottenuto con l'adesione degli estensimetri e di verificare l'indipendenza delle misure di flessione da quelle di torsione: gli estensimetri devono essere collegati secondo due circuiti a ponte completo al fine di ottenere la misura distinta delle deformazioni di trazione e flessione.

I terminali dei due ponti devono poi essere rispettivamente connessi a due connettori distinti della scheda di acquisizione.

Dopo aver inserito le specifiche degli estensimetri (gage factor e resistenza) e definito il tipo di collegamento (ponte completo), l'interfaccia del software Catman appare come riportato nell'immagine seguente.

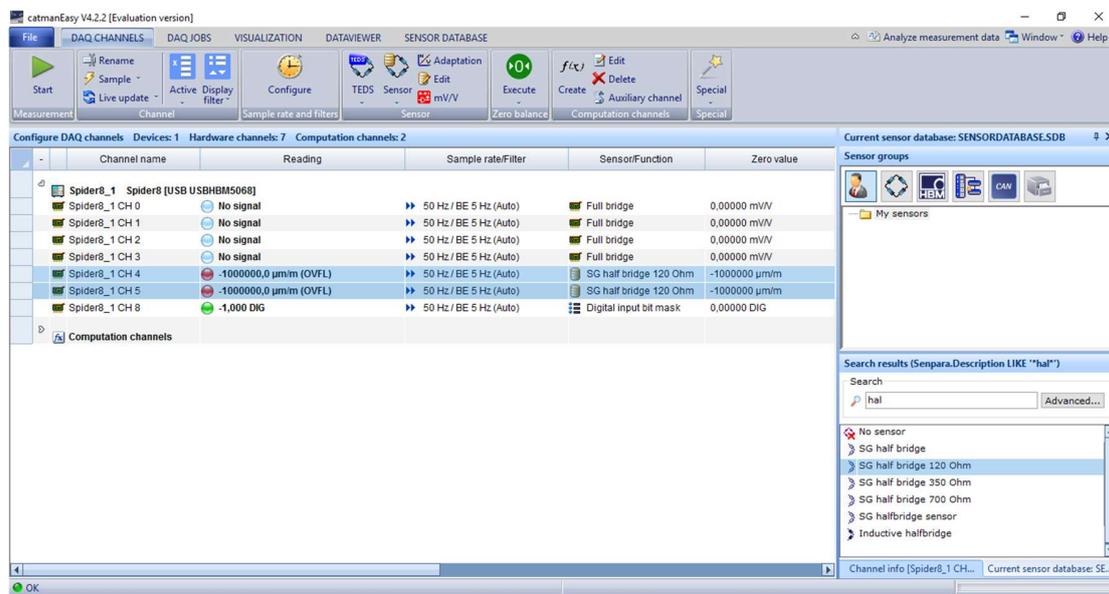


Figura 37 Interfaccia iniziale del software CatmanEASY V4 2.2³⁹.

Selezionando la porta di interesse è possibile avviare e bloccare la lettura della deformazione tramite i comandi start e stop posizionati a sinistra nella barra dei comandi. Sulla schermata compare il valore istantaneo di deformazione. I dati possono poi essere in seguito esportati ed elaborati.

³⁹ CURCI R., Indagine sull'efficienza degli accoppiamenti scanalati delle trasmissioni meccaniche; Tesi di laurea magistrale in ingegneria meccanica; Politecnico di Torino, A.A. 2016-17, 64-65.

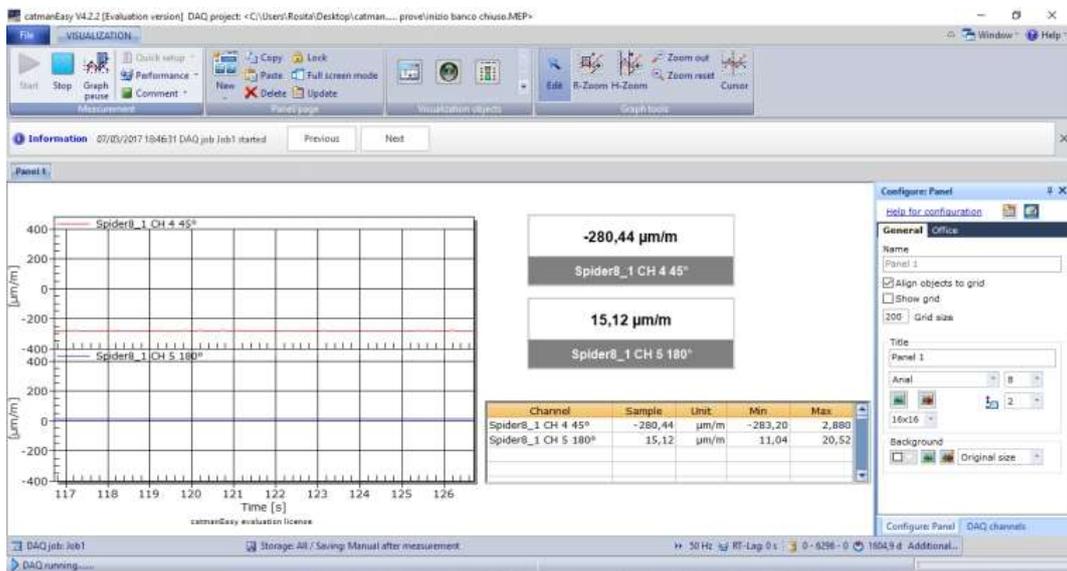


Figura 38 Interfaccia di misurazione della deformazione⁴⁰.

La fase di preparazione della prova prevede le seguenti fasi:

- vincolo dell'albero;
- inserimento della leva di carico della struttura;
- inserimento delle masse di carico;
- avvio della scheda e del software di acquisizione.

Dopo l'acquisizione dei dati si verifica la corrispondenza delle misure ricavate dagli estensimetri con i risultati ottenuti dal calcolo teorico e dall'analisi FEM eseguita sul modello dell'albero.

⁴⁰ Ibidem.

2 BANCO PROVA A RICIRCOLO DI POTENZA

2.1 Sistemi di test per trasmissioni⁴¹

L'ottimizzazione di organi di trasmissione del moto si fonda su criteri di resistenza, efficienza, ingombro, rumorosità ed economicità. Nel caso in cui la trasmissione è basata sull'ingranamento di ruote dentate, un passo determinante è la valutazione della resistenza dei denti delle ruote operanti nell'ingranamento che sono soggetti a fenomeni di pitting, micropitting, scuffing e bending.

Per ottenere parametri utili alla modellazione dei fenomeni di logoramento delle dentature è necessario eseguire procedure di prova sugli ingranamenti. L'idea più semplice di un banco prova è schematizzata nella figura sottostante. Essa prevede l'impiego di un motore per erogare la potenza necessaria alla trasmissione e di un freno per fornire la coppia resistente e caricare così la trasmissione. Questo meccanismo non è però quasi mai utilizzato poiché presenta diverse problematiche tra cui gli alti costi di installazione dovuti alle dimensioni del motore, gli eccessivi consumi di esercizio e le difficoltà nello smaltimento del calore generato nel sistema frenante (quasi tutta la potenza erogata viene assorbita dal freno che si surriscalda).

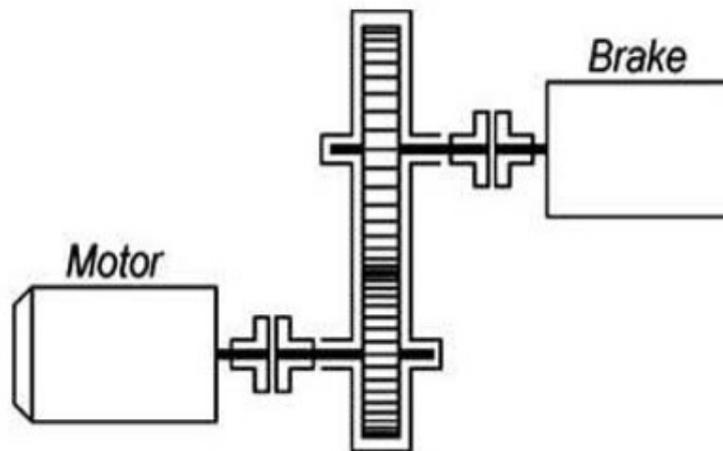


Figura 39 Schema di funzionamento fondamentale di un banco prova per ingranaggi.

Per limitare i consumi di esercizio del banco prova è possibile progettare dei sistemi che non dissipino totalmente la potenza in un impianto frenante, ma ne permettano il ricircolo all'interno del banco. In

⁴¹ A. CAVALLACCI, *Progettazione di un banco a ricircolo meccanico di potenza*, Tesi di laurea magistrale in ingegneria meccanica; università di Pisa, ottobre 2013, 17-22.

base al meccanismo con cui avviene il ricircolo della potenza, si possono classificare i banchi in due tipologie: a ricircolo di potenza elettrico o a ricircolo di potenza meccanico.

I banchi prova a ricircolo di potenza elettrico prevedono l'utilizzo di un motore, per la generazione della potenza in ingresso, e da un generatore di corrente collegato all'uscita della trasmissione che permette il recupero di parte dell'energia e produce la coppia resistente sulla trasmissione. In questo modo basta prelevare dalla rete una percentuale minore di energia elettrica in quanto la maggior parte viene recuperata dal generatore. Lo svantaggio di questo sistema risiede negli alti costi di manutenzione del banco e nella necessità di un motore e di un generatore di taglie proporzionate alle potenze sopportabili dalla trasmissione.

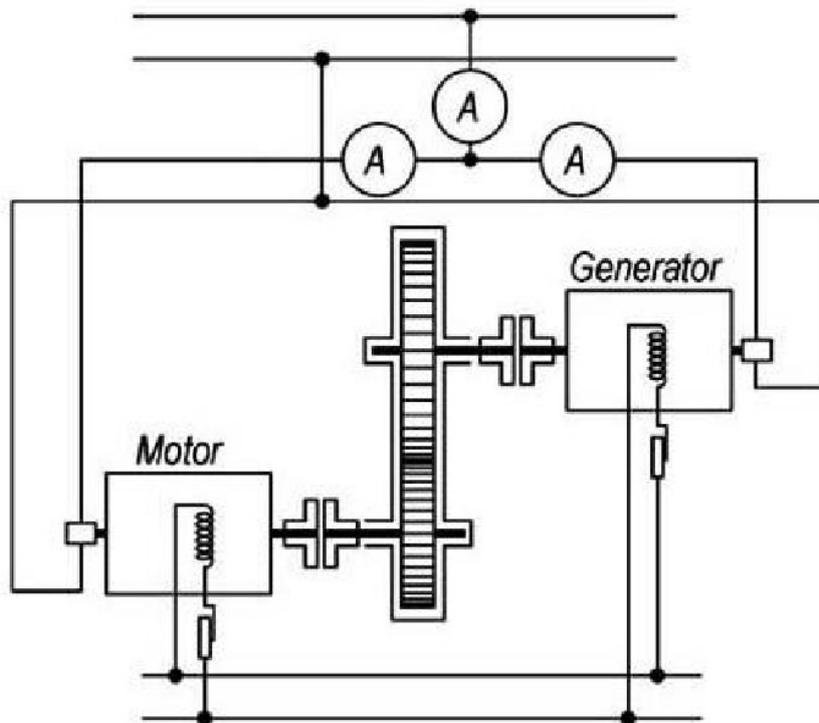


Figura 40 Schema di banco prova a ricircolo di potenza elettrico.

I banchi prova a ricircolo di potenza meccanica implementano un collegamento back-to-back tra una trasmissione Test e una Slave identiche: la coppia di carico viene ricircolata per mezzo di collegamenti meccanici tra i due riduttori. Il motore può essere così dimensionato basandosi sulla sola potenza dissipata dai cinematismi; essendo inoltre i rendimenti degli organi di trasmissione solitamente molto elevati, non si necessita di motori di taglia notevole (sono sufficienti motori che forniscano circa il 4÷5% della potenza circolante). Si riescono così a contenere i costi di acquisto del motore e di esercizio

del banco. Lo svantaggio più significativo è legato alla necessità di avere due trasmissioni uguali con conseguente incremento dei costi di installazione.

Il controllo della velocità di trascinamento può avvenire in due modi: attraverso un motore in corrente continua controllando la tensione di alimentazione; mediante un motore a corrente alternata comandato da un inverter per la variazione della frequenza di alimentazione.

L'applicazione della coppia è resa possibile utilizzando differenti sistemi: alcuni permettono la variazione della coppia durante la prova, mentre altri prevedono il semplice precarico iniziale del banco prima dell'inizio del test (la coppia resistente rimane costante durante tutto l'arco della prova). Un esempio di questa applicazione è fornito dal banco Test Rig FZG installato all'Università di Monaco e schematizzato nella figura seguente.

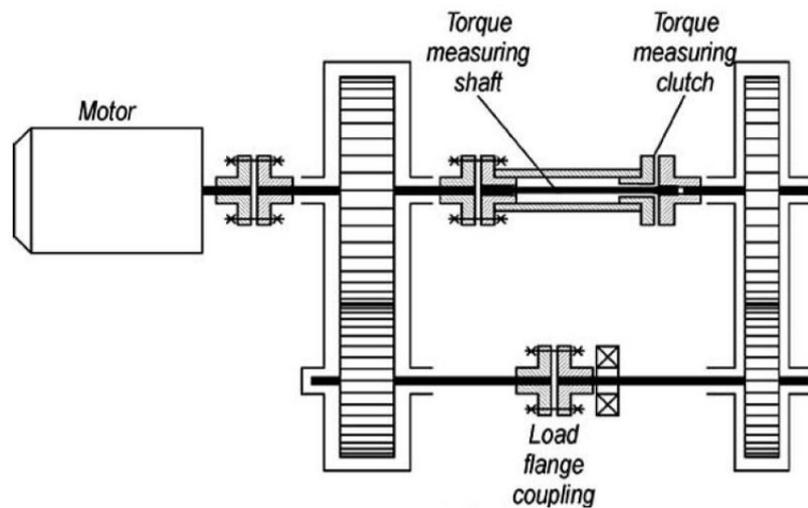


Figura 41 Banco prova a ricircolo di potenza Test Rig FZG.

Il banco FZG accoppia due riduttori gemelli per mezzo di una flangia collocata sull'albero veloce e di due giunti sull'albero lento interfacciati con un elemento che permette la misura di torsione. L'applicazione della coppia è eseguita imponendo una rotazione relativa tra le due flange. La cinematica chiusa del ricircolo di potenza impedisce tale rotazione caricando in coppia il sistema. Il motore ha quindi la sola funzione di trascinamento degli elementi e di reintegro delle perdite.

Il limite principale di questa soluzione risiede, come detto, nell'impossibilità di variare la coppia applicata durante il funzionamento del banco.

2.2 Stato iniziale della progettazione del banco e componenti già disponibili

Nel precedente anno accademico è stato già eseguito un lavoro di tesi che, puntando a realizzare un banco a ricircolo di potenza meccanica come quello descritto nel paragrafo precedente, mira al dimensionamento della scatola del riduttore di velocità ipotizzando l'utilizzo di tre diverse coppie di ruote dentate.⁴²

Il progetto originario prevede il seguente schema di montaggio: un banco prova a coppia costante (massimo 1000 Nm) in cui il moto di trascinamento è fornito da un motore asincrono trifase della potenza di 4 kW controllato in velocità mediante un inverter e già disponibile in laboratorio.

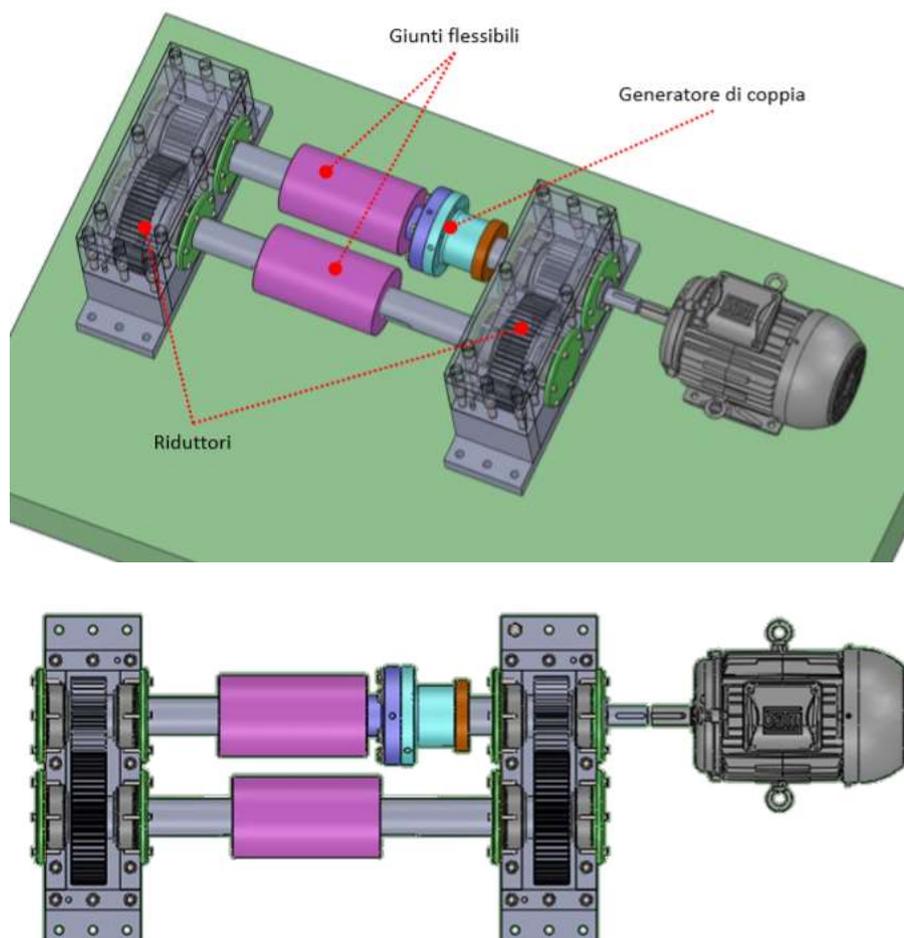


Figura 42 Schema di montaggio utilizzato per un primo studio di un banco prova a ricircolo di potenza⁴².

⁴² F. LEONE, *Progettazione di una scatola per un riduttore*, Tesi di laurea in ingegneria meccanica; Politecnico di Torino, A.A. 2016-17.

Nel lavoro attuale si punta a realizzare lo stesso schema di banco prova utilizzando però dei riduttori commerciali⁴³.

Il lavoro risulta vincolato sia in termini geometrici che di potenza dai componenti già disponibili per questo progetto:

- il motore eroga una potenza nominale di 4 kW ed ha un albero di uscita di 28 mm di diametro con trasmissione mediante linguetta;
- uno dei due giunti elastici ha un diametro di ingresso di 50 mm e realizza la trasmissione di coppia mediante linguetta;
- il secondo giunto elastico presenta, da un lato, un diametro di ingresso 50 mm con linguetta, e dall'altro, un calettatore idraulico avente diametro esterno di 60 mm ed interno di 50 mm;
- le flange per la generazione del precarico prevedono il collegamento mediante linguetta su un diametro di 50 mm.

Dopo aver scelto il modello dei riduttori di velocità si procederà all'esecuzione dell'assieme 3D e degli alberi di collegamento tenendo presente i vincoli sopra riportati.

⁴³ I riduttori progettati nel primo lavoro, essendo dei pezzi unici, comportano costi di produzione molto elevati. Si sceglie pertanto di ripensare ai riduttori identificando dei modelli commerciali compatibili con le specifiche del banco prova che si intende realizzare e con i vincoli geometrici forniti dai pezzi già presenti in laboratorio.

2.3 Scelta dei riduttori di velocità

La scelta dei riduttori di velocità si fonda sulle seguenti specifiche di progetto del banco prova a ricircolo di potenza:

- riduttore ad assi paralleli;
- coppia massima trasmissibile 1000 Nm;
- velocità massima di rotazione 2000 rpm;
- rapporto di trasmissione il più possibile vicino ad uno;
- un solo stadio di riduzione.

Come già descritto nel precedente paragrafo, alle specifiche di progetto sopra riportate si aggiungono i vincoli geometrici di assemblaggio con i giunti e le flange già presenti. Il vincolo geometrico più rilevante per la scelta dei riduttori è quello dell'interasse minimo fra gli alberi del riduttore, legato al diametro esterno dei giunti elastici (120 mm di interasse minimo).

Durante la ricerca dei riduttori ci si accorge che le ultime due specifiche di progetto portano ad avere interassi piccoli, non compatibili con gli ingombri dei giunti elastici disponibili: i riduttori a singolo stadio infatti tendono ad avere, in genere, un interasse minore rispetto a quelli a più stadi, specie se il rapporto di trasmissione non è elevato; l'interasse aumenta però all'aumentare della potenza massima trasmissibile dal riduttore.

Un altro problema nella ricerca è dato dalla particolare geometria richiesta al riduttore per i collegamenti di ingresso ed uscita:

- l'albero di ingresso del primo riduttore deve permettere l'innesto da entrambi i lati;
- l'albero secondario di entrambi i riduttori deve avere un innesto compatibile con i giunti flessibili che presentano un diametro interno di 50 mm.

In conseguenza di quanto fin qui esposto, si identifica solo un numero ristretto di scelte praticabili. Di queste se ne analizzano nel dettaglio tre, andando a riportare le principali specifiche presenti a catalogo e realizzando gli assiemi del banco prova completi di alberi per la trasmissione del moto.

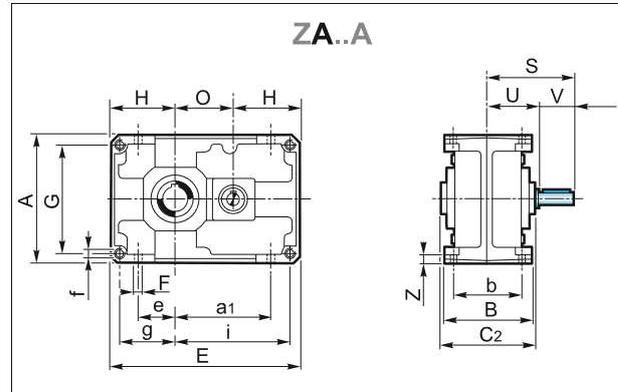
2.3.1 Riduttore TRAMEC Z_A_140_A_5

Il rapporto di trasmissione più basso previsto dalla Tramec per riduttori ad assi paralleli (Z), con ingresso non flangiato (Z_A), ad un unico ingranamento (Z_A_..._A), è $i_n = 5$ (Z_A_..._A_5).

Tutti i riduttori presenti in questo catalogo ammettono velocità fino a 3000 rpm anche se è consigliabile, dove l'applicazione lo permette, utilizzare valori inferiori a 1400 rpm.

Macchina	Tipo entrata	Grandezza	Rollismo	Rapporto rid.
Z	A	112	B	10
Riduttore ad assi paralleli Parallel shaft gear unit Parallelgetriebe	A	71	A	$i_n = 5 + 250$
		90		
		112		
	F	140	B	
		160		
		180		
C	80	C		
	100			
	125			
		160		
		180		
		200		

Le dimensioni vengono attraverso le seguenti tabelle presenti nel catalogo⁴⁴.



Z	$n_1 = 1400$			ZA	
	in	ir	n_2 rpm	T_{2M} Nm	P kW
71A	5	5.09	275	270	8.0
	6.3	6.10	230	210	5.2
	8	7.88	177	180	3.5
90A	5	5.09	275	590	17.5
	6.3	6.10	230	480	11.9
	8	7.88	177	360	6.9
112A	5	5.09	275	1200	35.6
	6.3	6.10	230	1150	28.5
	8	7.88	177	780	14.9
140A	5	5.09	275	2350	69.8
	6.3	6.10	230	2150	53.3
	8	7.88	177	2100	40.2
180A	5	5.09	275	4800	142.5
	8	7.88	177	2100	40.2
225A	5	4.82	291	8600	270

	ZA...A					
	71	90	112	140	180	225
A	142	180	224	280	360	450
a	102	134	166	209	272.5	344
a1	—					
B	112	127	150	175	215	290
b	90	104	125	145	180	240
C2	115	130	155	180	220	300
D2 H7	24 28	32 30 35	42 40 45	55 50	70 60	100
E	206	262	326	407	522.5	654
e	38	52	64	82	110	140
F	9	11	13	15	17	21
f	M8x13	M10x16	M12x19	M14x21	M16x25	M18x30
G	122	155	194	244	320	400
g	61	77.5	97	122	160	200
H	71	90	112	140	180	225
H1	—					
H2	—					
i	125	159.5	199	249	322.5	404
O	64	82	102	127	162.5	204
O1	—					
Z	9	11	13	15	17	25

Figura 43 Tabelle dal catalogo Tramec per riduttori ad assi paralleli ad ingranaggio unico.

Si osserva che per avere un interasse superiore a 120 mm occorre scegliere una taglia sovradimensionata di riduttore: la taglia 112A, offrendo una coppia trasmissibile di 1200 Nm, è infatti già sufficiente per rispondere alle specifiche di coppia, ma ha un interasse troppo ristretto; occorre scegliere la taglia 140A.

Il riduttore ha una massa approssimativa di 52 kg e presenta un albero primario di 38 mm di diametro. Per questo modello (ad una sola coppia di ruote ingrananti) non è previsto il doppio ingresso sull'albero veloce. Occorre quindi installare il motore sull'albero lento. A tal fine si predilige un albero secondario cavo (al posto di un albero pieno con innesto sui due lati del riduttore). L'albero cavo è compatibile

⁴⁴ https://www.tramec.it/System/11318/03_Z_IT-EN-DE_160916_WEB.pdf (ultimo accesso 04/05/2018).

con il diametro interno dei giunti elastici poiché, come mostrato nella seguente figura, è possibile realizzarlo con una sezione di 50 o 55 mm.

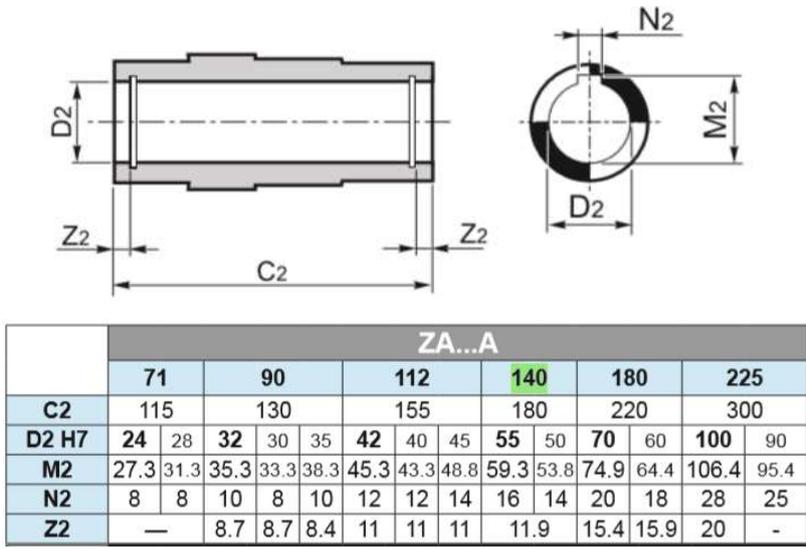


Figura 44 Dimensioni albero cavo per riduttore ad assi paralleli Tramec.

Si esegue dunque l'assieme del banco modellando gli alberi in modo che garantiscano un corretto ingranamento fra le varie parti. I riscontri assiali vengono realizzati preferibilmente attraverso anelli elastici in previsione di realizzare gli alberi partendo direttamente da barra o tubo e ridurre al minimo le lavorazioni di asportazione di materiale.

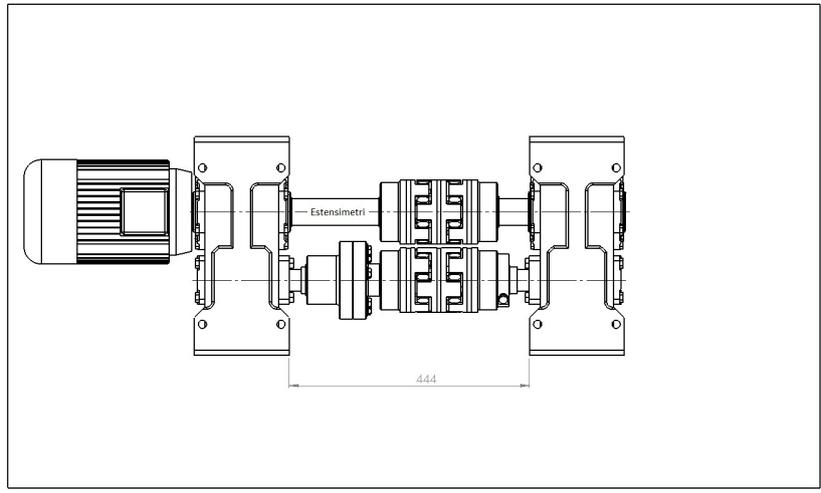


Figura 45 Vista dall'alto del banco con riduttori Tramec Z_A_140A e flangia di precarico collegata sull'albero veloce.

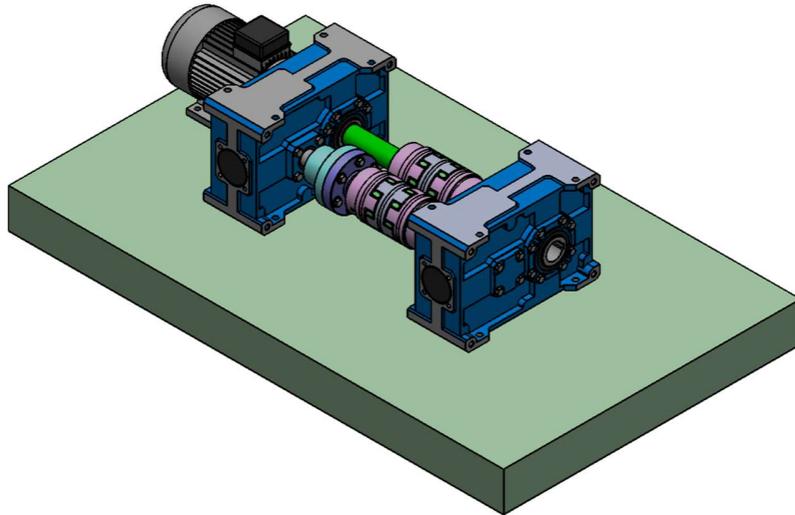


Figura 46 Assonometria del banco con riduttori Tramec Z_A_140A e flangia di precarico collegata sull'albero veloce.

Il rettangolo nel quale è contenuto il banco nel primo disegno sovrastante rappresenta il basamento sul quale vengono montati i diversi componenti.

La flangia di precarico è montata sull'albero veloce. In questo modo, sfruttando il rapporto di trasmissione $i_n = 5$, è possibile avere una coppia di 1000 Nm sull'albero lento applicandone una cinque volte più piccola sull'albero veloce. L'istallazione degli estensimetri è prevista, come indicato a disegno sull'albero lento, dove le deformazioni sono maggiori.

Una seconda possibilità di assemblaggio del banco prevede la flangia montata direttamente sull'asse lento collocato a sua volta al motore. In questo modo il precarico del sistema avviene fornendo direttamente la coppia massima prevista.

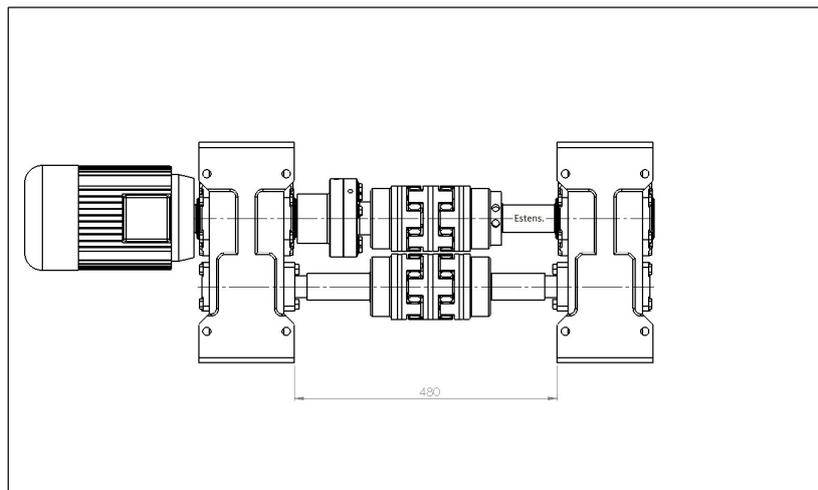


Figura 47 Vista dall'alto del banco con riduttori Tramec Z_A_140A e flangia di precarico collegata sull'albero lento.

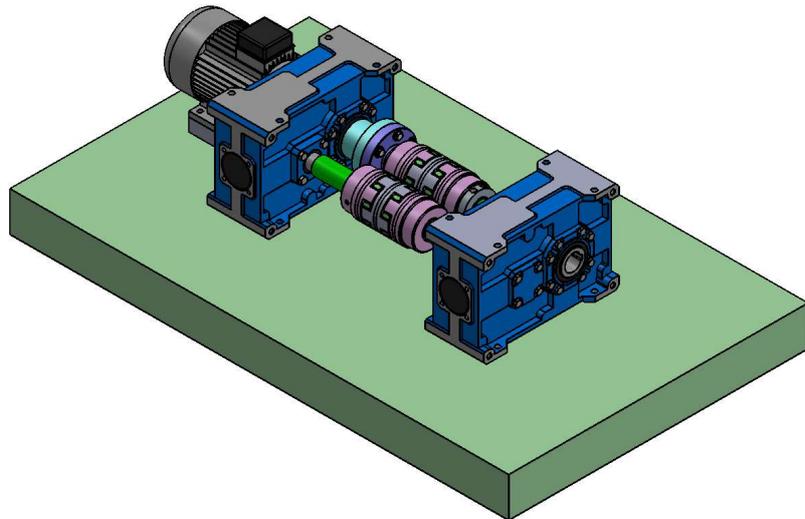


Figura 48 Assonometria del banco con riduttori Tramec Z_A_140A e flangia di precarico collegata sull'albero lento.

Con questa disposizione si ottiene un interasse più grande fra i due riduttori in quanto è stato previsto, come indicato nella figura sopra riportata, un albero lento di collegamento con il calettatore idraulico più lungo al fine di ricavare uno spazio idoneo alla collocazione degli estensimetri.

Con queste due soluzioni, al di là della scelta di posizionare la flangia di precarico, si fa lavorare il motore ad un numero di giri più basso⁴⁵. Così facendo, per recuperare la potenza dissipata dagli attriti della trasmissione del moto, il motore elettrico deve erogare una coppia maggiore ad un numero di giri minore.

2.3.2 Riduttore STM RX_P_1_716_A_5.1

La STM produce due tipologie di riduttori ad assi paralleli⁴⁶: per usi standard (serie 700) e per usi ad elevata potenza (serie 800). Si sceglie di realizzare due assiemi 3D scegliendo un modello di riduttore da ciascuna serie. In questo paragrafo si studia la serie 700 e nel seguente la serie 800.

⁴⁵ La velocità massima dell'albero veloce è imposta dai limiti di velocità del riduttore. Non è pertanto possibile far crescere la velocità del motore elettrico a piacimento; il motore dovrà ruotare ad un quinto della velocità prevista nel caso della configurazione che prevede il collegamento direttamente sull'albero veloce.

⁴⁶ <https://www.stmspa.com/ita/prodotti/high-tech/riduttori-ad-assi-paralleli.html>; catalogo tecnico-prestazioni (ultimo accesso 05/05/2018).

RXP 700 - Series

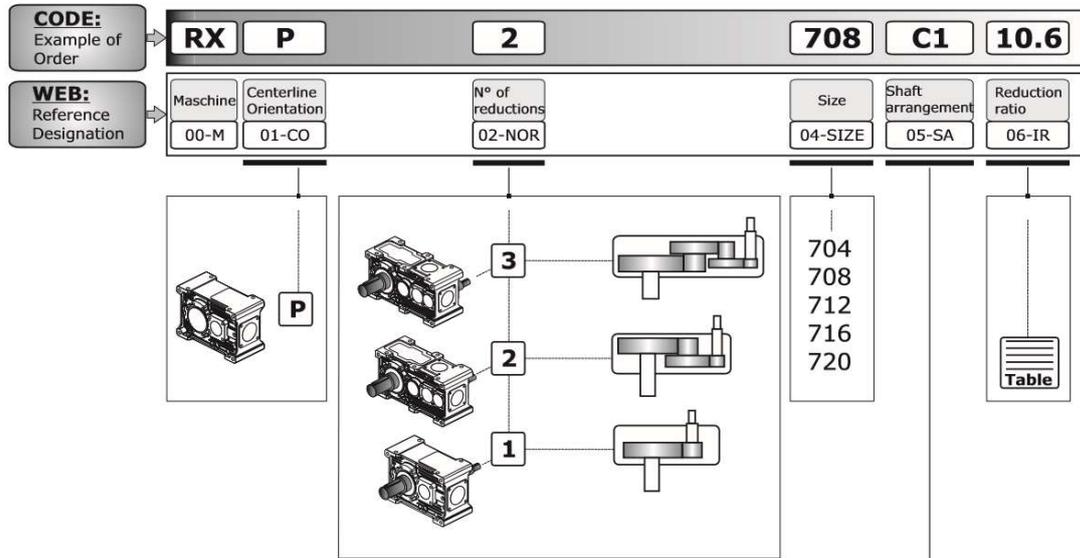
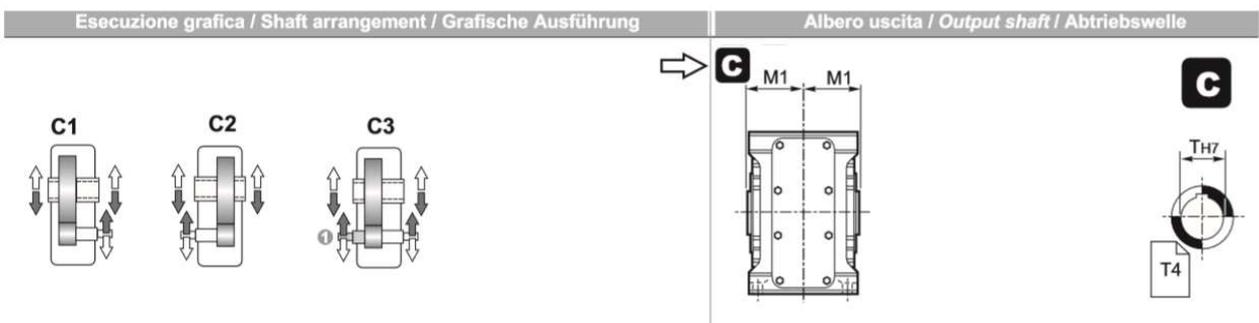
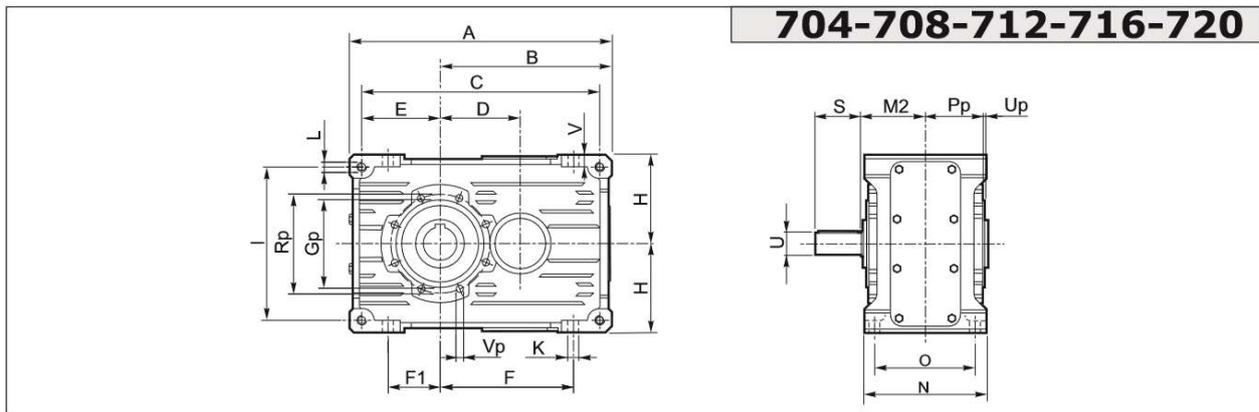


Figura 49 Designazione riduttori STM team serie RXP 700.

RX 700							712						716					
Kg 31							Kg 52											
n_{1-1} min	ir	n_2 min ⁻¹	P_N kW	T_N Nm	Fr_1 N	Fr_2 N	ir	n_2 min ⁻¹	P_N kW	T_N Nm	Fr_1 N	Fr_2 N						
2850	5.1	559.8	43.8	732.6	1300	6450	5.1	559.8	82.2	1373.7	2000	6450						
1450		284.8	24.3	800.0	1600	7150		284.8	45.6	1500.0	2500	10150						
1000		196.4	17.0	812.0	1600	7150		196.4	32.0	1522.5	2500	10150						
500		98.2	8.5	812.0	1600	7150		98.2	17.0	1624.0	2500	10150						
2850	5.9	483.1	37.8	732.6	1400	6800	5.9	483.1	68.5	1327.9	1900	6800						
1450		245.8	21.0	800.0	1600	7150		245.8	38.1	1450.0	2500	10700						
1000		169.5	14.7	812.0	1600	7150		169.5	26.7	1471.8	2500	10700						
500		84.7	7.4	812.0	1600	7150		84.7	13.8	1522.5	2500	10700						
2850	7.4	382.8	30.0	732.6	1500	7150	7.7	371.7	50.9	1282.1	1800	7150						
1450		194.8	16.6	800.0	160	7150		189.1	28.3	1400.0	2500	11250						
1000		134.3	11.7	812.0	1600	7150		130.4	19.8	1421.0	2500	11250						
500		67.2	5.8	812.0	1600	7150		65.2	10.6	1522.5	2500	11250						
Potenze termiche / Thermal power / Termische Grenzleistung P_{TW} [kW] (senza raffreddamento / Without cooling / ohne Kühlung)																		
						36							55					

Figura 50 Prestazioni riduttori STM serie RXP 700.

Partendo dalla coppia massima trasmissibile, si sceglie il modello di riduttore RXP1 716 che presenta un rapporto di trasmissione minimo $i_n = 5,1$. L'interasse fra i due alberi è di 127 mm ed è quindi compatibile con le dimensioni dei giunti elastici.



Dimensioni generali / Dimensions / Allgemeine Abmessungen																				
RX 700	A	B	C	D	E	F	F1	H h11	I	K	L	N h11	O	V	Gp	Pp	Rp	Up	Vp	kg ECE
704	206	135	186	65	61	102	38	71	122	9	M8	112	90	10	75	51	85	3	M6	12
708	262	172	237	80	77.5	134	52	90	155	11	M10	127	104	12	90	58.5	105	3	M8	18
712	326	214	296	100	97	166	64	112	194	13	M12	150	125	15	110	70.5	125	3	M8	31
716	407	267	371	127	122	209	82	140	244	15	M14	175	145	16	130	81	150	3	M10	52
720	522.5	342.5	482.5	160	160	272.5	110	180	320	17	M16	215	180	17	170	103.5	200	4	M12	107

	Albero entrata / Input shaft / Antriebswelle			Albero uscita / Output shaft / Abtriebswelle								
	ECE			N			C	UB	B			
	U	S	M2	T	R	M	T H7	M1	T H7	M1	M3	
704	19 j6	40	57.5	24 j6	50	62.5	24 (28)	57.5	25	57.5	82.5	
708	24 j6	50	65	32 k6	60	71	32 (30) (35)	65	35	65	95	
712	28 j6	60	77.5	42 k6	80	85.5	42 (40) (45)	77.5	45	77.5	112.5	
716	38 k6	80	90	55 k6	100	100	55 (50)	90	55	90	125	
720	48 k6	80	110	70 m6	125	122	70 (60)	110	70	110	154	

Figura 51 Dimensioni ed esecuzione grafica montaggio riduttori STM serie RXP1 700

L'albero di uscita cavo può essere realizzato con un diametro interno di 50 o 55 mm e risulta pertanto compatibile con il diametro interno dei giunti e della flangia.

La STM prevede una esecuzione grafica con doppio ingresso sull'albero veloce. Per tale ragione è possibile eseguire il montaggio del motore direttamente sull'albero primario. Si ricava dunque la seguente configurazione di banco prova:

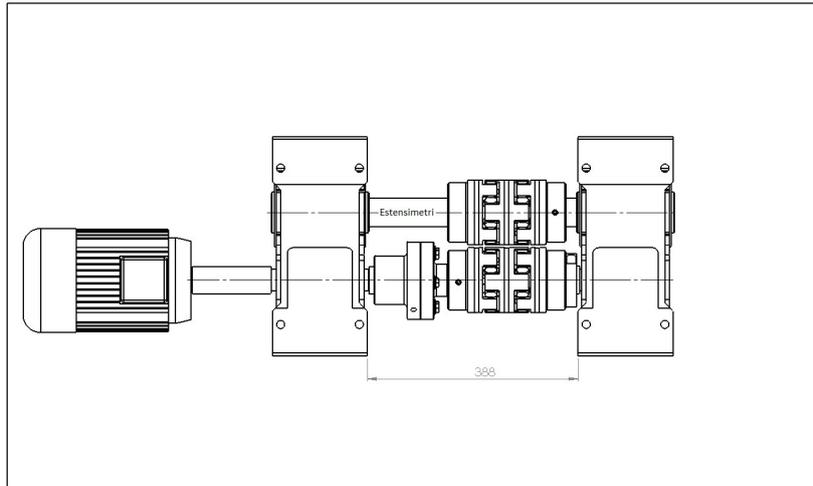


Figura 52 Vista dall'alto del banco con riduttori STM RX_P_1_716_A_5.1 e motore collegato sull'albero veloce.

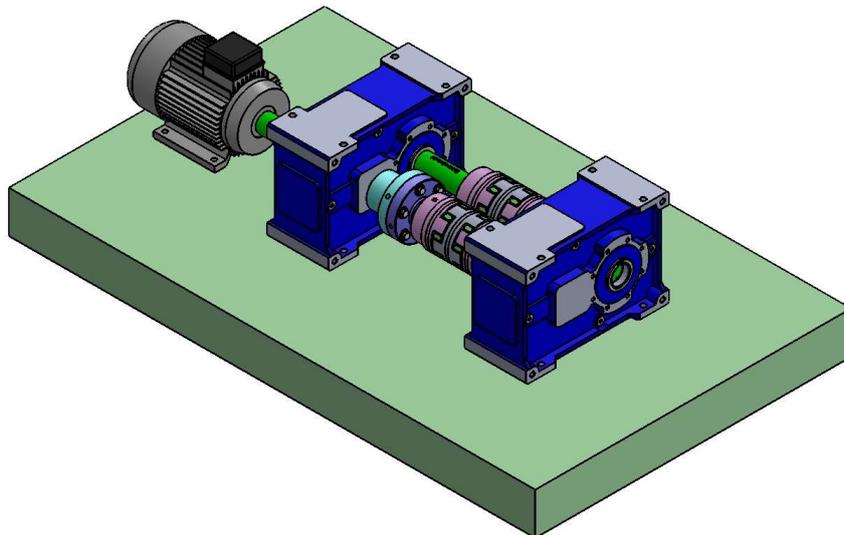


Figura 53 Assonometria del banco con riduttori STM RX_P_1_716_A_5.1 e motore collegato sull'albero veloce.

L'interasse previsto è minore rispetto a quello ottenuto utilizzando riduttori Tramec a causa della differente geometria degli alberi di collegamento del riduttore. La flangia di precarico è calettata sull'albero primario in modo da poter somministrare una coppia minore sfruttando il rapporto di trasmissione prossimo a cinque. Gli estensimetri sono previsti sull'albero secondario dove la coppia, e quindi le tensioni e le deformazioni, sono più elevate.

È stata presa in esame anche una configurazione di banco con il motore calettato sull'albero secondario. Si ottiene il seguente schema di montaggio:

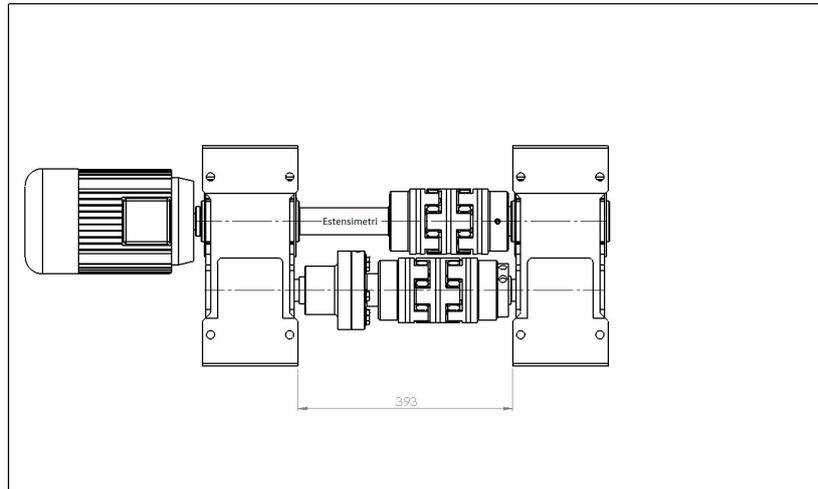


Figura 54 Vista dall'alto del banco con riduttori STM RX_P_1_716_A_5.1 e motore collegato sull'albero lento.

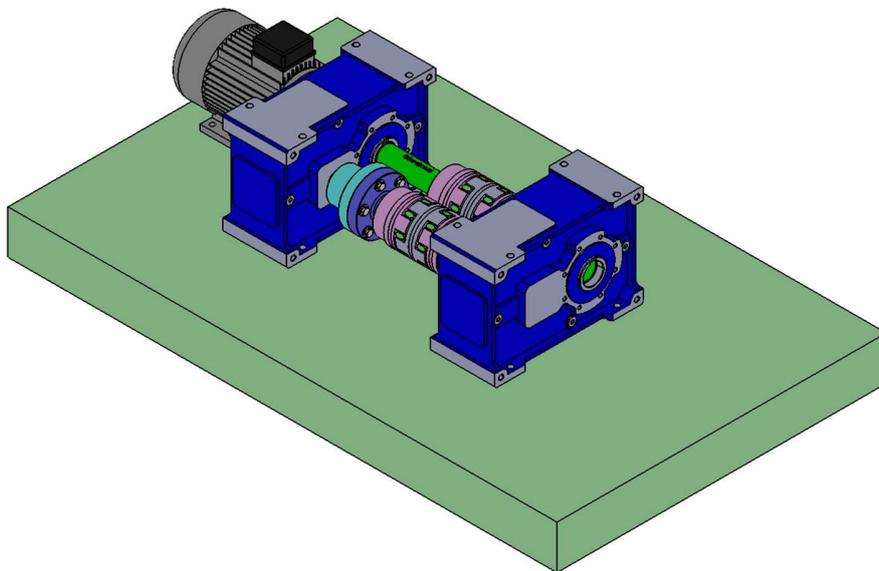


Figura 55 Assonometria del banco con riduttori STM RX_P_1_716_A_5.1 e motore collegato sull'albero lento.

In questo caso non si sfrutta la peculiarità dei riduttori STM di avere il doppio innesto sull'albero veloce. La soluzione risulta equivalente a quella descritta nel paragrafo precedente anche se, grazie alla geometria dei riduttori, si riesce ad ottenere una configurazione più compatta.

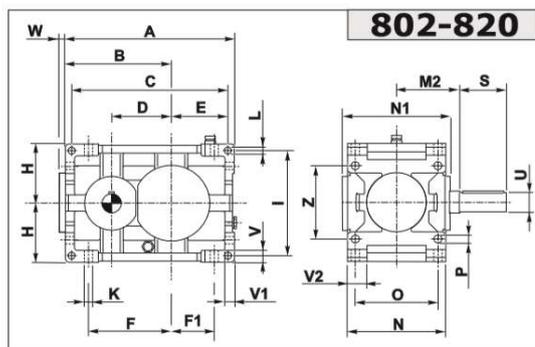
2.3.3 Riduttore STM RX_P_1_802_C3/C1_1_14

Si prende ora in esame la serie RX 800. Se ne riportano di seguito le principali tabelle presenti nel catalogo⁴⁷.

⁴⁷ Ibidem.

1.9 Prestazioni riduttori RXP

RX 800 kg 71 802						kg 103 804				
n_{11} min	ir	n_2 min ⁻¹	P_N kW	T_N kNm	Fr_2 Fr_1 kN	ir	n_2 min ⁻¹	P_N kW	T_N kNm	Fr_2 Fr_1 kN
1450	1.14	1277	191	1.4	10.1	1.11	1305	279	2.0	13.3
1000		881	141	1.5		900	212	2.2		
500		440	71	1.5		450	106	2.2		
1450	1.26	1153	185	1.5	9.6	1.24	1174	263	2.1	12.9
1000		795	136	1.6		810	199	2.3		
500		398	68	1.6		405	99	2.3		
1450	1.39	1040	178	1.6	9.4	1.38	1055	248	2.2	12.6
1000		717	123	1.6		727	187	2.4		
500		359	61	1.6		364	93	2.4		
1450	1.55	936	160	1.6	9.3	1.53	946	232	2.3	12.5
1000		646	117	1.7		652	174	2.5		
500		323	59	1.7		326	87	2.5		
1450	1.82	796	145	1.7	8.7	1.81	799	205	2.4	11.7
1000		549	106	1.8		551	153	2.6		
500		275	53	1.8		276	77	2.6		



RX 800	Dimensioni generali / Dimensions / Allgemeine Abmessungen																			Kg	
	A	B	C	D	E	F	F1	H h11	I	K	L	N h11	N1	O	P	V	V1	V2	W		Z
802	355	225	327	125	116	175	90	125	224	18	14	213	219	180	18	25	20	44.5	17	160	71
804	402	252	370	140	134	196	104	140	250	20	16	237	241	200	20	28	22.5	49	18	180	103
806	455	285	421	160	153	222	117	160	280	22	18	269	271	225	22	32	25	56.5	20	200	143

	Albero entrata / Input shaft / Antriebswelle						Albero uscita / Output shaft / Abtriebswelle								
	U	S	ir	U1	S1	M2	T m6	R	M	T H7	M1	T H7	M1	M3	
802	45 kJ6	112	≥ 4.6	35 k6	63	137	60	112	109	60	109	60	109	170	
804	50 k6	112	≥ 4.4	40 k6	70	151	70	125	121	70	121	70	121	192	
806	55 m6	125	≥ 4.8	45 k6	80	170	80	140	137	80	137	80	137	215	

Figura 56 Dimensioni ed esecuzione grafica montaggio riduttori STM serie RXP1 800

Per avere una coppia massima trasmissibile di 1000 Nm (T_N) è sufficiente adoperare il modello RX 802, che risulta essere la taglia più piccola della serie. Questo modello offre una T_N di 1400 Nm a 1450 rpm. La velocità massima sopportabile da questo riduttore è di 2000 rpm (coincidente con la massima velocità di rotazione prevista per il banco); utilizzando il fattore correttivo riportato nelle tabelle seguenti ($fn = 0,9$) si ricava che a 2000 rpm si ha una coppia massima trasmissibile pari a 1260 Nm. L'interasse fra i due alberi è di 125 mm, compatibile con i vincoli geometrici, ma avente solo 5 mm in più rispetto al limite minimo.

04 4) Numero massimo di giri in entrata $n_{1 \max}$

RX 800 Series									
$n_{1 \max}$ (rpm)	ir	802		804		806		808	
		splash oil	splash oil	splash oil	forced lubric.	splash oil	forced lubric.	splash oil	forced lubric.
RXP1	1.11-1.48	2000	1750	1500	2900	1250	2500	1750	3500
	1.5-2.16	2500	2000	1750		1500	2900		
	2.28-3.23	2900	2500	2000	3500	2000	2900		
	3.47-4.64	3500	2900	2500		1750			
	4.85-6.2		3500	2900					

fn		Fattore correttivo delle prestazioni		
Fattore correttivo delle prestazioni nominali per tenere conto delle velocità in entrata $n_1 > 1450$ min ⁻¹				
fn	RX 800 Series	n_1 [min ⁻¹]	$i_N \leq 8$	
			T_N	P_N
		2750	0.82	1.56
		2400	0.85	1.41
		2000	0.90	1.24
		1750	0.94	1.13
1450	1.00	1.00		

Figura 57 Numero massimo di giri e fattore correttivo delle prestazioni per velocità superiori a 1450 rpm.

Il vantaggio più significativo della serie 800, rispetto alla 700, è dato dalla disponibilità di rapporti di trasmissione molto prossimi ad uno ($i_{n_{min}} = 1.14$)⁴⁸.

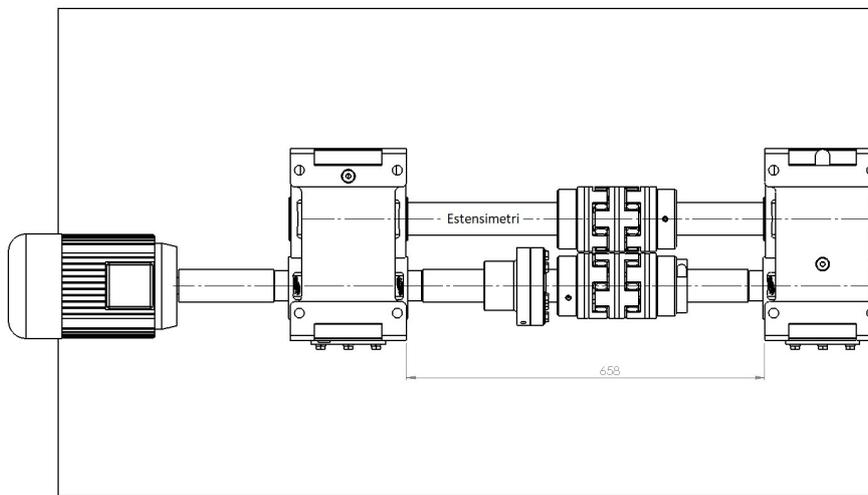


Figura 58 Vista dall'alto del banco con riduttori STM RX_P_1_802_C3_1.14 e motore collegato sull'albero veloce.

⁴⁸ L'albero secondario sul quale agisce una coppia massima di 1000 Nm ruota ad una velocità più prossima alla massima velocità supportabile dal riduttore (2000 rpm); questo permette di avere una potenza scambiata fra gli ingranaggi più elevata.

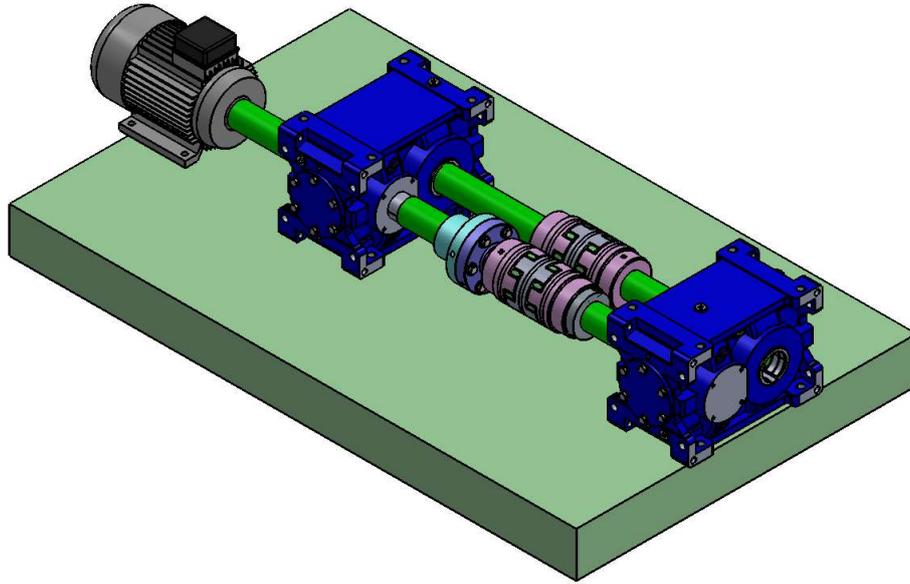


Figura 59 Assonometria del banco con riduttori STM RX_P_1_802_C3_1.14 e motore collegato sull'albero veloce.

La serie 800 è ideata per la trasmissione di grosse potenze: il diametro degli alberi di ingresso e la loro lunghezza è superiore rispetto alla serie 700. Per tale ragione gli alberi di collegamento devono essere più lunghi⁴⁹; si ottiene un banco prova meno compatto con un interasse fra riduttori molto più grande rispetto alle soluzioni precedenti; si ha che il basamento non è sufficiente per accogliere il banco prova. Immaginando poi di voler installare le protezioni del banco direttamente sul basamento, ci si accorge che questa soluzione non è ottimale.

Studiando un modo per ottenere un ingombro minore del banco si sceglie di sfruttare l'albero secondario come ingresso del motore. In questo modo il motore può essere calettato direttamente nell'albero cavo di 60 mm di diametro diminuendo l'ingombro totale.

⁴⁹ Gli alberi di collegamento devono essere più lunghi poiché il diametro di uscita dal riduttore è di 45 mm e quindi non può essere realizzato all'interno del tratto di connessione con i giunti o con la flangia che è di 50 mm: il foro stesso e l'ulteriore lavorazione per la sede della linguetta renderebbero l'albero troppo esile per resistere alla coppia massima prevista.

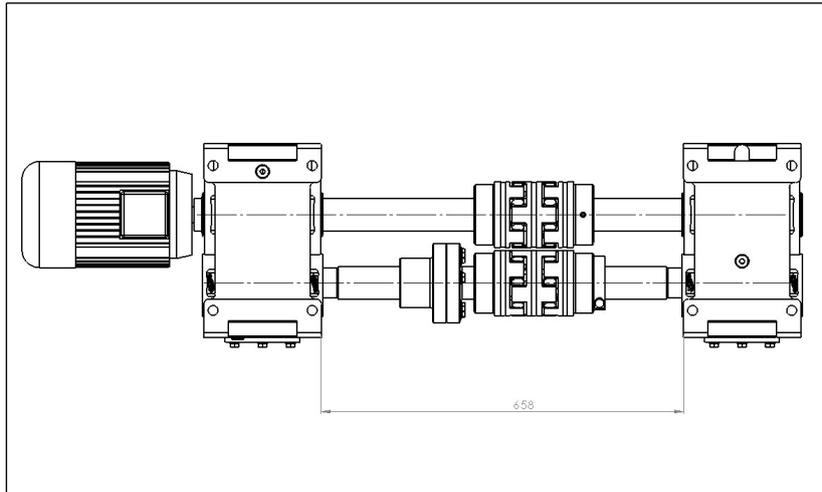


Figura 60 Vista dall'alto del banco con riduttori STM RX_P_1_802_C1_1.14 e motore collegato sull'albero lento.

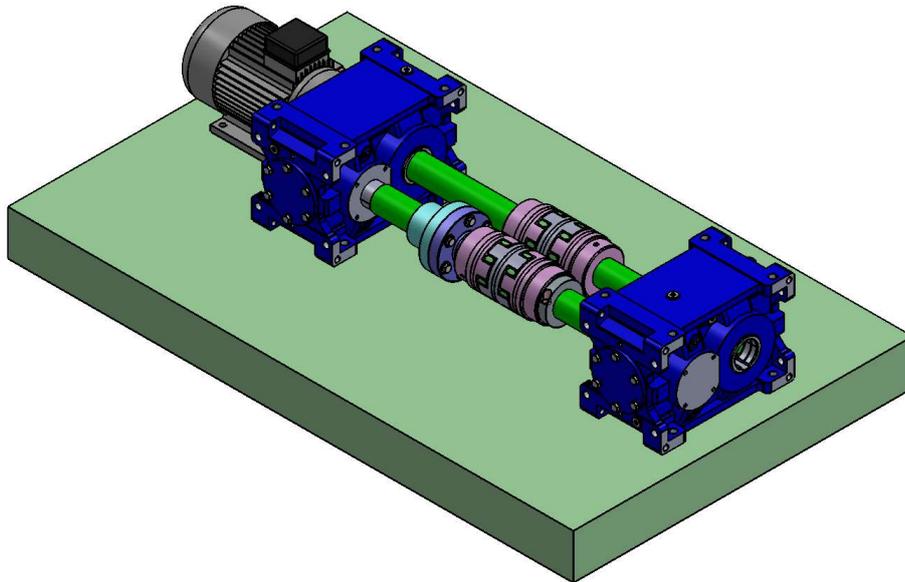


Figura 61 Assonometria del banco con riduttori STM RX_P_1_802_C1_1.14 e motore collegato sull'albero lento.

Anche se l'interasse fra i riduttori risulta essere superiore alla soglia di interferenza di soli 5 mm (poco meno rispetto ai 7 mm ottenuti con i modelli di riduttore analizzati in precedenza), questa sembra essere la soluzione progettuale migliore.

2.4 Scelta definitiva dei riduttori e verifiche specifiche

Per rendere più concreto il confronto fra le diverse configurazioni di banco prova riduttori riportate nel paragrafo precedente si decide di inviare richiesta di preventivo alle due aziende coinvolte. Dopo diverse settimane di attesa è giunta risposta da solo una delle due aziende: la Tramec.

Si sceglie a questo punto di continuare il lavoro di studio di fattibilità utilizzando riduttori Tramec. La scelta non è tecnicamente la più consigliabile:

- il catalogo non prevede il doppio ingresso sull'albero veloce; il motore deve essere collegato all'albero lento;
- il rapporto di trasmissione non è prossimo ad uno ($i \cong 5$);
- l'ingresso sull'albero lento ed il rapporto di trasmissione elevato limita di fatto la velocità del motore⁵⁰; collegandosi in ingresso sull'albero lento del riduttore, al motore è richiesta, a parità di potenza, una coppia maggiore rispetto a quella che sarebbe necessaria se l'ingresso fosse posizionato sull'albero veloce.

Nonostante questo si sceglie di proseguire ugualmente per questa strada in quanto si pianifica di utilizzare principalmente le scatole dei riduttori, ridisegnando e ricostruendo gli ingranaggi interni in modo che siano più conformi alle esigenze sperimentali (ingranaggi con denti dritti anziché elicoidali, rapporto di trasmissione prossimo ad uno, doppio ingresso sull'albero veloce).

⁵⁰ L'albero veloce del riduttore può ruotare al massimo a 3000 rpm; la massima velocità dell'albero a cui è collegato il motore è quindi 600 rpm ($i \cong 5$).

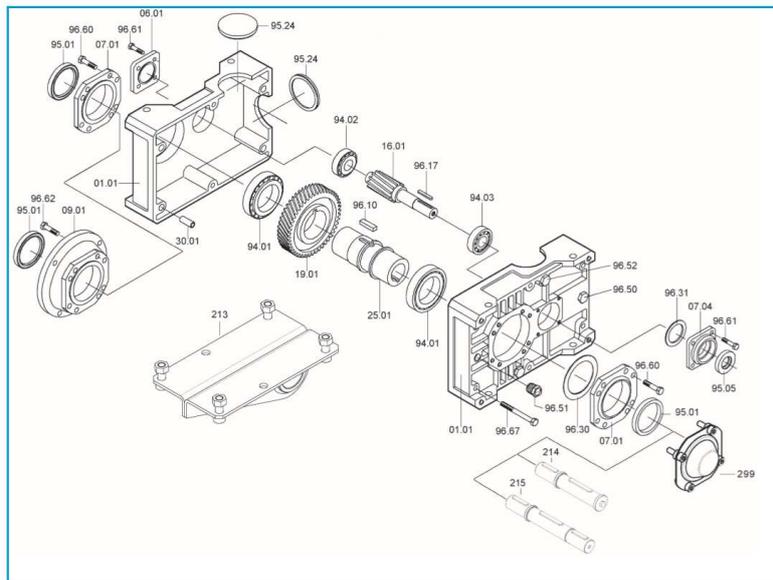


Figura 62 Vista esplosa del riduttore - Lista parti di ricambio⁵¹.

Il codice dei riduttori scelti dal catalogo Tramec è in definitiva **Z A 140 A 5 B3 H50**.

Per completezza di analisi si sceglie di operare una verifica completa del riduttore seguendo la procedura di verifica indicata sul catalogo del riduttore stesso.

2.4.1 Fattore di servizio⁵²

Il fattore di servizio FS permette di classificare la tipologia dell'applicazione tenendo conto della natura del carico (A, B, C), della durata di funzionamento h/gg (ore giornaliere) e del numero di avviamenti/ora.

⁵¹ https://www.tramec.it/System/11318/03_Z_IT-EN-DE_160916_WEB.pdf, 60 (ultimo accesso 04/06/2018)

⁵² Idem, 2-3

Classe di carico Load class Lastklasse	h/gg h/d St./Tag	N. AVVIAMENTI/ORA / N. START-UP/HOUR / ANZAHL DER STARTVORGÄNGE PRO STUNDE									
		2	4	8	16	32	63	125	250	500	
A	4	0.8	0.8	0.9	0.9	1.0	1.1	1.1	1.2	1.2	
	8	1.0	1.0	1.1	1.1	1.3	1.3	1.3	1.3	1.3	
	16	1.3	1.3	1.3	1.3	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	
	24	1.5	1.5	1.5	1.5	1.8	1.8	1.8	1.8	1.8	
	APPLICAZIONI / APPLICATIONS / ANWENDUNGEN										
Carico uniforme Uniform load Gleichmäßig verteilte Last		Agitatori per liquidi puri Alimentatori per forni Alimentatori a disco Filtri di lavaggio con aria Generatori Pompe centrifughe Trasportatori con carico uniforme			<i>Pure liquid agitators Furnace feeders Disc feeders Air laundry filters Generators Centrifugal pumps Uniform load conveyors</i>			Rührwerke für reine Flüssigkeiten Beschickungsvorrichtungen für Brennöfen Tellerheber Spülluftfilter Generatoren Kreiselpumpen Förderer mit gleichmäßig verteilter Last			
B	4	1.0	1.0	1.0	1.0	1.3	1.3	1.3	1.3	1.3	
	8	1.3	1.3	1.3	1.3	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	
	16	1.5	1.5	1.5	1.5	1.8	1.8	1.8	1.8	1.8	
	24	1.8	1.8	1.8	1.8	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	
	APPLICAZIONI / APPLICATIONS / ANWENDUNGEN										
Carico con urti moderati Moderate shock load Mässige Laststöße		Agitatori per liquidi e solidi Alimentatori a nastro Argani con medio servizio Filtri con pietre e ghiaia Viti per espulsione acqua Flocculatori Filtri a vuoto Elevatori a tazze Gru			<i>Liquid and solid agitators Belt conveyors Medium service winches Stone and gravel filters Dewatering screws Flocculator Vacuum filters Bucket elevators Cranes</i>			Rührwerke für Flüssigkeiten und Feststoffe Bandförderer Mittlere Winden Filter mit Steinen/Kies Abwasserschnecken Flockvorrichtungen Vakuumfilter Becherwerke Kräne			
C	4	1.3	1.3	1.3	1.3	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	
	8	1.5	1.5	1.5	1.5	1.8	1.8	1.8	1.8	1.8	
	16	1.8	1.8	1.8	1.8	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	
	24	2.2	2.2	2.2	2.2	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	
	APPLICAZIONI / APPLICATIONS / ANWENDUNGEN										
Carico con urti forti Heavy shock load Starke Laststöße		Argani per servizio pesante Estrusori Calandre per gomma Presse per mattoni Pialatrici Mulini a sfera			<i>Heavy duty hoists Extruders Crusher rubber calenders Brick presses Planing machine Ball mills</i>			Winden für schwere Lasten Extruder Gummikalander Ziegelpressen Hobelmaschinen Kugelmühle			

Figura 63 Classe di carico e fattore di servizio relativi ad azionamento con motore elettrico.

Ipotizzando un carico uniforme e al massimo due avviamenti per giorno con un tempo di funzionamento quotidiano di 16 ore, si ricava $FS = 1.3$. Questo coefficiente deve essere uguale o inferiore al fattore di servizio del riduttore FS' dato dal rapporto fra la coppia nominale del riduttore T_{2M} indicata a catalogo e la coppia T'_2 richiesta dall'applicazione.

$$FS' = \frac{T_{2M}}{T'_2} = \frac{2350}{1000} = 2.35 \geq FS$$

2.4.2 Potenza di entrata⁵³

Si determina la potenza di entrata P' attraverso la seguente formula in base alla coppia T_2 richiesta dall'applicazione⁵⁴ e alla velocità massima dell'albero lento (n_2) a cui è collegato il motore:

$$P' = \frac{T_2' \cdot n_2}{9550 \cdot \eta} [kW] = \frac{1000 \cdot 590}{9550 \cdot 0.97} [kW] = 63.7 [kW]$$

La velocità n_2 è stata calcolata tenendo conto del limite massimo di velocità previsto per l'albero veloce e del rapporto di trasmissione i_r :

$$n_2 = \frac{n_{1\max}}{i_r} = \frac{3000}{5.09} \text{ rpm} = 590 \text{ rpm}$$

Si verifica la compatibilità di P' con la potenza massima trasmessa dal riduttore $P = 69.8 \text{ kW}$ (presente a catalogo in riferimento a $n_1 = 1400 \text{ rpm}$) in base ad una potenza P_c corretta con i coefficienti riportati nelle relative tabelle in modo da tener conto dell'effettiva velocità di esercizio del riduttore. Per $n_1 = 3000 \text{ rpm}$ si ha $P_c = 1.9 \cdot P = 132.6 \text{ kW}$. Si verifica la seguente relazione

$$P_c \geq P' \cdot FS = 63.7 \cdot 1.3 \text{ kW} = 82.8 \text{ kW}$$

La relazione risulta verificata. Il riduttore scelto è conforme all'applicazione.

2.4.3 Potenza termica⁵⁵

Nelle sezioni relative ad ogni tipologia di riduttore sono tabellati i valori della potenza termica nominale P_{t0} (kW). Tale valore rappresenta la potenza massima applicabile dall'entrata del riduttore, in servizio continuo a temperatura ambiente di 30°C, così che la temperatura dell'olio non oltrepassi il valore di 95°C (valore massimo ammesso nel caso di prodotti standard)⁵⁶. I valori di P_{t0} , per rispecchiare le reali condizioni di impiego, devono essere corretti tramite l'utilizzo di tre coefficienti. Si ricava così il valore di potenza termica corretta P_{tc} .

$$P_{tc} = P_{t0} \cdot ft \cdot fv \cdot fu \quad (kW)$$

⁵³ Idem, 4.

⁵⁴ La coppia T_2 non è data direttamente dal motore, ma viene esercitata per mezzo della flangia di precarico e dall'interconnessione dei due riduttori.

⁵⁵ Idem, 5-7.

⁵⁶ Il valore di P_{t0} non deve essere preso in considerazione se il funzionamento è continuo per un massimo di 1.5 ore seguito da pause di durata sufficiente (circa 1 – 2 ore) a ristabilire nel riduttore la temperatura ambiente, ma ciò non è conforme con l'applicazione in esame.

dove:

f_t coefficiente di temperatura

Tc (°C)	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50
ft	1.46	1.38	1.31	1.23	1.15	1.1	1	0.92	0.85	0.77	0.69

Figura 64 Coefficiente di temperatura dove Tc (°C) è la temperatura ambiente.

f_v coefficiente di ventilazione (=1.25 con ventilazione forzata del solo motore)

f_u coefficiente di utilizzo

Dt (min)	10	20	30	40	50	60
fu	1.6	1.35	1.2	1.1	1.05	1

Figura 65 Coefficiente di utilizzo, dove Dt sono i minuti di funzionamento in un'ora.

Ipotizzando un ambiente a 20 °C con un funzionamento continuo si ottiene

$$P_{tc} = 28.5 \cdot 1.15 \cdot 1.25 \cdot 1 \text{ kW} \cong 41 \text{ kW}$$

Ne consegue che il riduttore non può lavorare alla massima potenza prevista dall'applicazione per un periodo prolungato. Per prove continue la potenza massima di lavoro è di circa 41 kW.

Per aumentare la potenza massima di lavoro si potrebbe implementare una ventilazione forzata agente sui riduttori o un sistema di refrigerazione esterna dell'olio lubrificante.

2.5 Alberi di collegamento

Dopo aver scelto e verificato i riduttori Tramec Z_A_140A si prosegue al disegno degli alberi di collegamento secondo lo schema con flangia di precarico collegata sull'albero lento (Figura 47 Vista dall'alto del banco con riduttori Tramec Z_A_140A e flangia di precarico collegata sull'albero lento. e 48).

2.5.1 Albero di collegamento fra motore e riduttore

Il diametro esterno dell'albero motore è di 28 mm, mentre il diametro dell'albero cavo del riduttore è di 50 mm; si disegna un albero che renda possibile il collegamento fra questi due elementi. Per ottenere un innesto più compatto e permettere la sua realizzazione direttamente da barra (ottimizzando la quantità di truciolo da asportare) si sceglie di sostituire un eventuale spallamento per il riscontro assiale con un anello elastico per alberi.

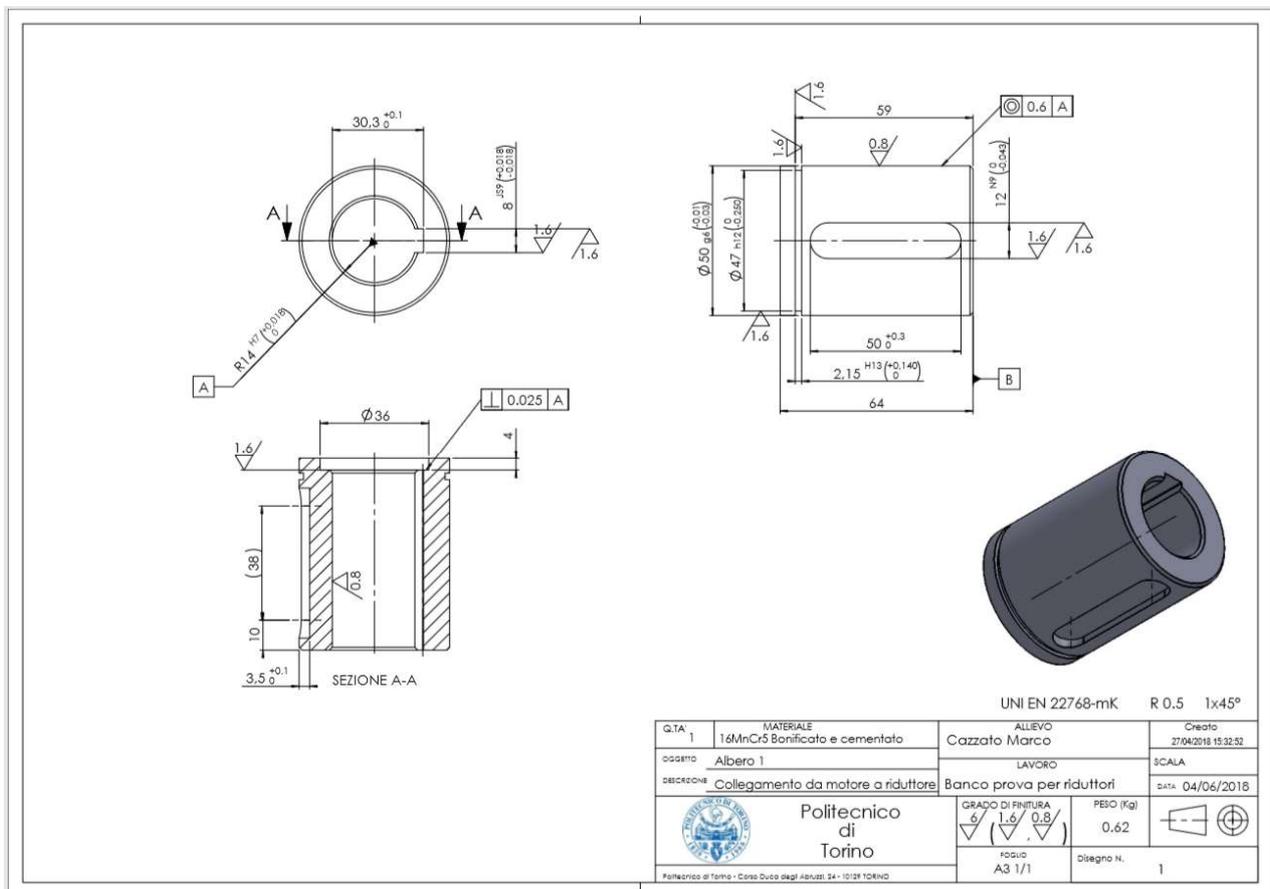


Figura 66 Disegno quotato albero 1 - collegamento fra motore e riduttore.

2.5.2 Albero di collegamento fra primo riduttore e flangia su lato lento

Il diametro interno dell'albero cavo può essere di 50 o 55 mm. Si sceglie la versione di riduttore con albero cavo di 50 mm perché più facilmente compatibile con i giunti elastici che presentano un diametro interno della stessa misura. Per rendere possibile la realizzazione dell'albero direttamente da barra, limitando la quantità di materiale da sportare, si sceglie di utilizzare come riscontro assiale un anello elastico per alberi.

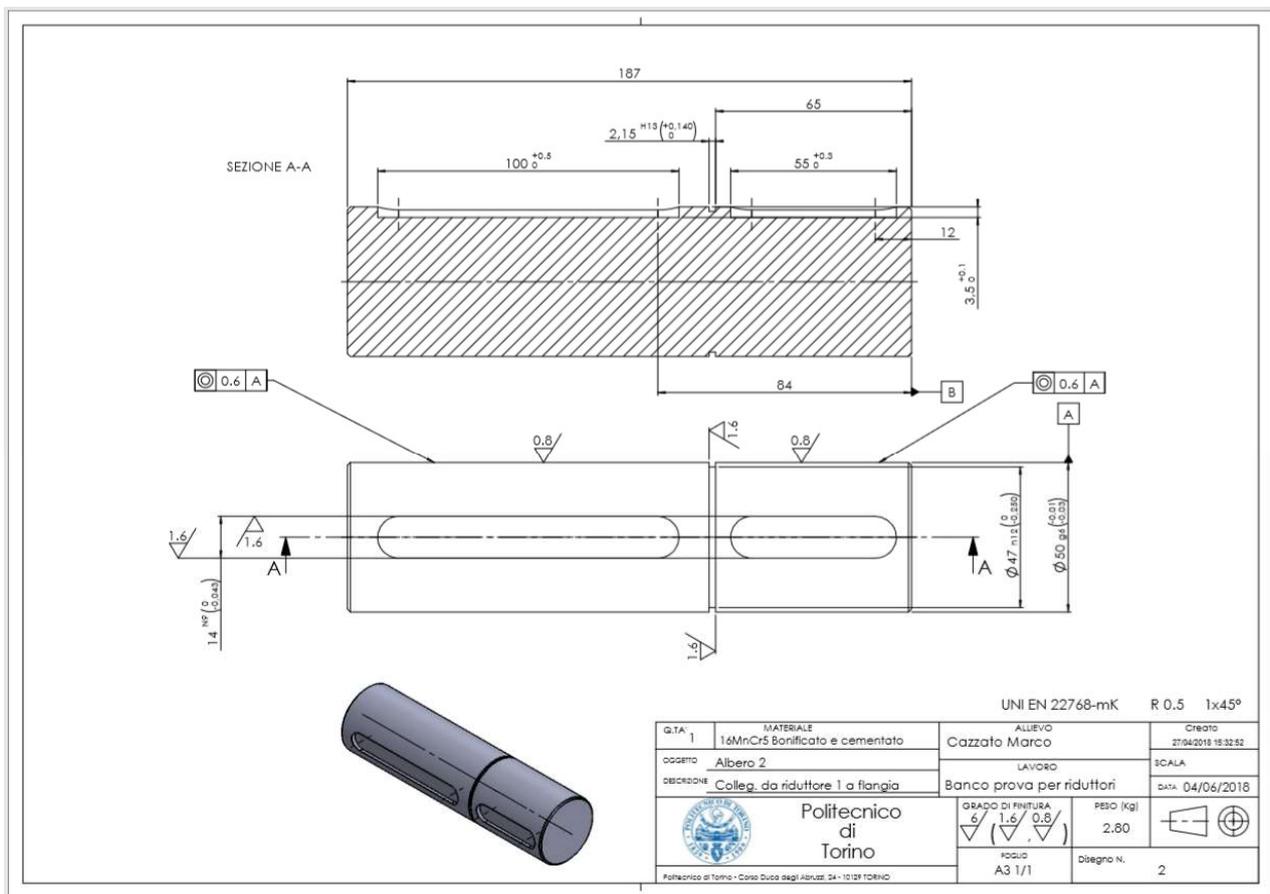


Figura 67 Disegno quotato albero 2 - collegamento fra primo riduttore e flangia su lato lento.

2.5.3 Albero di collegamento fra giunto elastico e secondo riduttore su lato lento

Come già fatto in precedenza, si ipotizza di ricavare questo elemento direttamente da barra. Per tale ragione si realizzano i riscontri assiali utilizzando degli anelli elastici per alberi. Il diametro di collegamento su entrambi i lati dell'albero è di 50 mm, ma dal lato del giunto il calettamento viene eseguito con l'ausilio di un calettatore idraulico (albero senza sede per linguetta). Viene inoltre previsto un settore (lungo circa 95 mm) destinato agli estensimetri ed agli elementi di trasmissione del segnale.

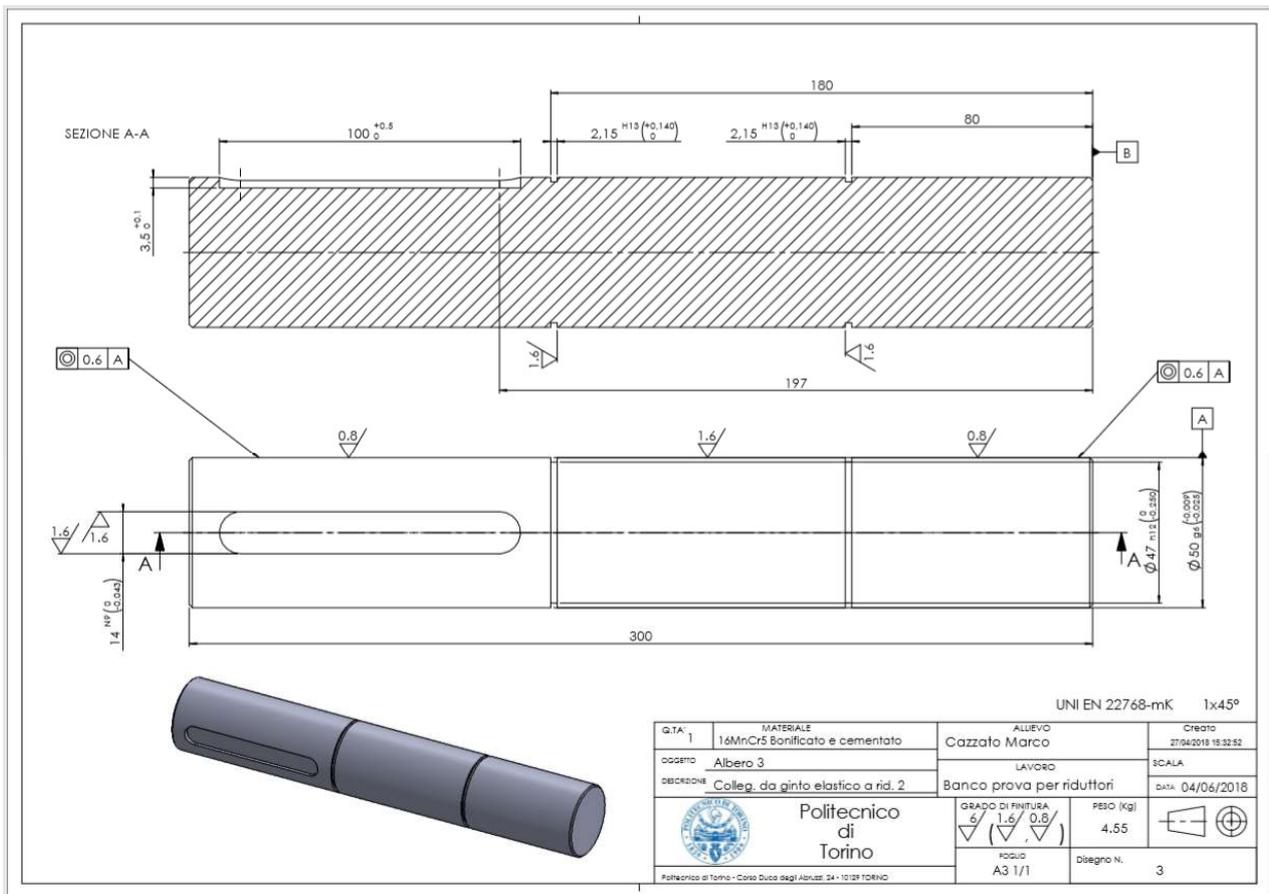


Figura 68 Disegno quotato albero 3 - collegamento fra giunto elastico e secondo riduttore su lato lento.

2.5.4 Albero di collegamento fra secondo riduttore e giunto elastico su lato veloce

Considerando il rapporto di trasmissione, si ha che la coppia agente sul ramo veloce del banco è un quinto rispetto a quella sul lato lento. Per tale ragione e per favorire il collegamento con gli alberi primari dei riduttori (diametro 38 mm), si sceglie di realizzare gli ultimi due alberi cavi.

Si ipotizza di partire per la lavorazione da barra o tubo; per evitare sprechi di materiale si sostituiscono gli spallamenti assiali con un anello elastico per alberi.

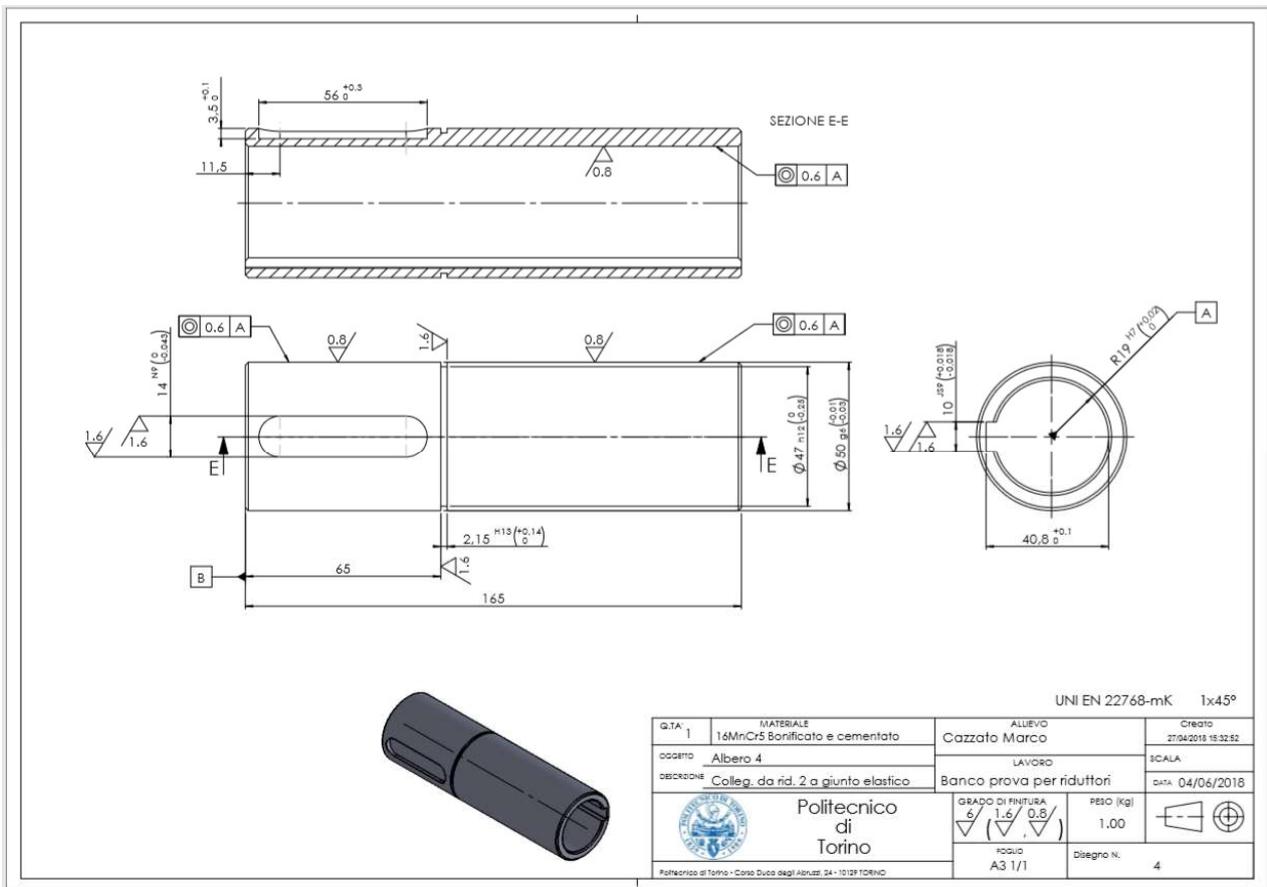


Figura 69 Disegno quotato albero 4 - collegamento fra secondo riduttore e giunto elastico su lato veloce.

2.5.5 Albero di collegamento fra giunto elastico e primo riduttore su lato veloce

Come fatto nel caso precedente, si sceglie di progettare un albero cavo con riscontro assiale ottenuto per mezzo di anelli elastici. L'elemento in questione deve collegare l'albero veloce del primo riduttore (diametro 38 mm) al giunto elastico (diametro 50 mm).

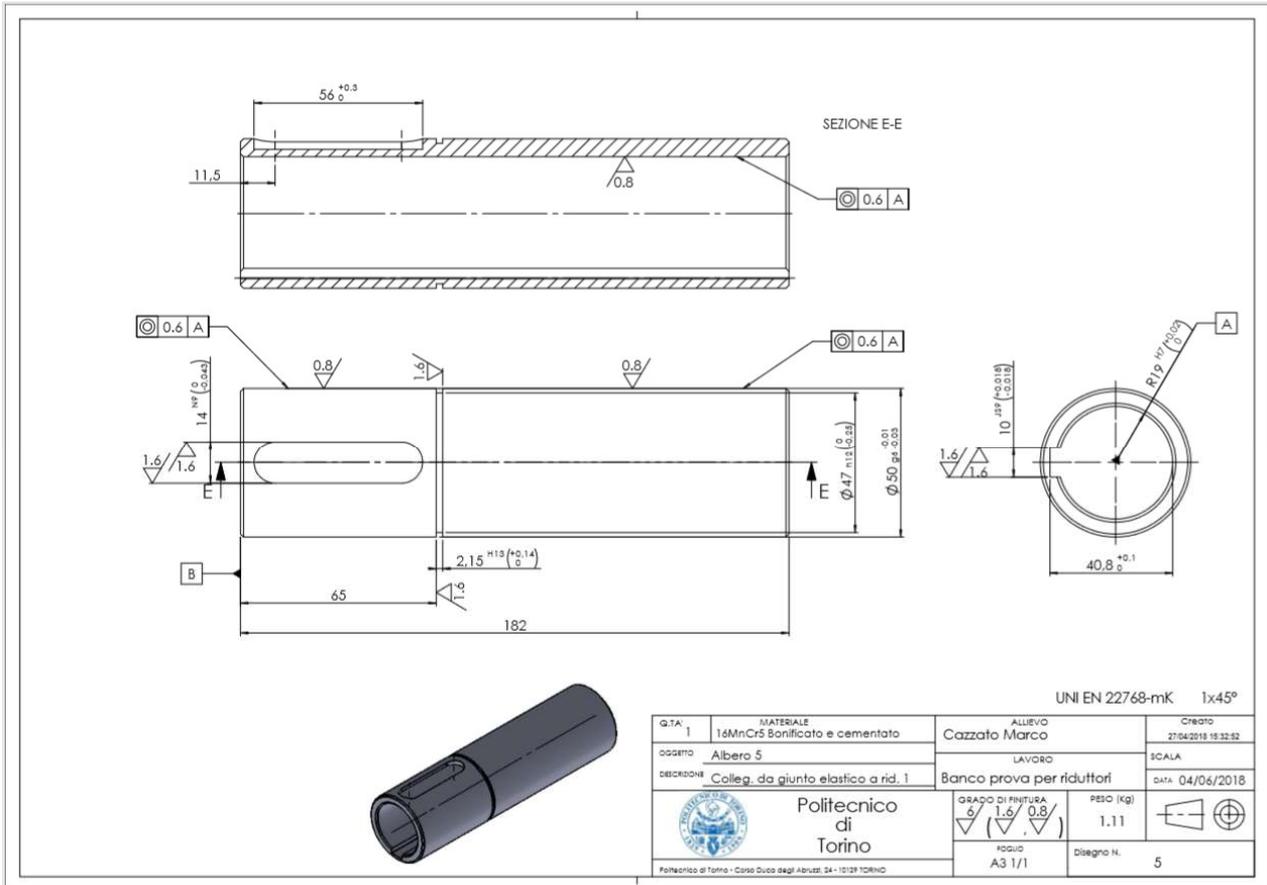


Figura 70 Disegno quotato albero 5 - collegamento fra giunto elastico e primo riduttore su lato veloce.

CONCLUSIONI

Questa tesi è stata orientata allo studio di fattibilità ed alla definizione esecutiva degli elementi necessari alla composizione di un banco prova a ricircolo di potenza per organi di trasmissione.

Il lavoro è stato suddiviso in due parti: la prima mirata alla realizzazione di un trasduttore di coppia mediante applicazione di estensimetri; la seconda orientata alla definizione dei componenti del banco prova.

Nella prima fase del lavoro si è eseguita dapprima una ricerca approfondita sugli estensimetri e sulla loro applicazione al fine di ricavare le tensioni agenti su un corpo partendo dalla misura delle sue deformazioni. Una volta stabilite le configurazioni più adatte alla misura delle sollecitazioni di torsione e flessione si è eseguito l'ordine degli estensimetri con l'intento di realizzare un prototipo di trasduttore su cui eseguire una campagna sperimentale preliminare.

Nella seconda parte della tesi si è presa in esame la definizione degli elementi meccanici necessari alla realizzazione esecutiva del banco prova a ricircolo di potenza. Partendo dalle specifiche di progetto e dai vincoli geometrici dati dagli elementi meccanici acquistati in precedenza, si è eseguita la ricerca dei riduttori di velocità. Sono stati identificati tre modelli di riduttore compatibili con l'applicazione; fra questi è stato scelto il riduttore Tramec Z A 140 A 5 B3 H50. La scelta non è tecnicamente la migliore poiché il rapporto di trasmissione non è circa unitario e il calettamento del motore deve essere eseguito sull'albero lento (vincoli di velocità massima di lavoro del motore più restrittivi). Si prende in conto di eseguire in studi futuri il ridisegno degli elementi interni di trasmissione al fine di rispondere all'esigenza sperimentale di una trasmissione che utilizza ingranaggi a denti dritti (opzione non permessa da nessuno dei riduttori commerciali trovati) con rapporto di trasmissione circa unitario e doppio ingresso sull'albero veloce per uno dei due riduttori. Il riduttore Tramec scelto presenta inoltre dei vincoli di potenza termica massima smaltibile durante il funzionamento continuo; questo non risulta però un problema poiché le prove che si intende svolgere richiedono un periodo di funzionamento breve e discontinuo. Una volta operata la scelta dei riduttori, si conclude lo studio di fattibilità con il disegno esecutivo degli alberi di trasmissione secondo la configurazione scelta.

Questa tesi pone dei passi in avanti verso la progettazione definitiva del banco prova a ricircolo di potenza, ma non esaurisce il lavoro. Oltre all'esecuzione di prove sperimentali sul trasduttore estensimetrico al fine di eseguire una taratura completa dello strumento e al ridisegno degli ingranaggi dei riduttori, è infatti necessario eseguire la progettazione dei dispositivi di sicurezza e di protezione del banco e di una eventuale sistema di refrigerazione forzata dei riduttori. Resta inoltre da verificare

l'effettiva adeguatezza del motore disponibile (4 kW di potenza nominale) a questa applicazione: le specifiche di progetto del banco prevedono la trasmissione di una coppia di 1000 Nm a 2000 rpm (quindi una potenza ricircolata massima di circa 209 kW); prendendo in esame il solo rendimento dei riduttori ($\eta = 0.97$ per ciascuno) si ricava che il motore, a pieno regime deve erogare una potenza di circa 12.4 kW (ben più elevata di quella offerta dal motore a disposizione).

BIBLIOGRAFIA

AJOVALASIT A., *Analisi sperimentale delle tensioni con gli estensimetri elettrici a resistenza*, ARACNE editrice s.r.l., Roma 2008.

ANZALONE G., BASSIGNANA P., BRAFA G., *Macchine ed Energia* – Musicoro Meccanica, Ulrico Hoepli Editore S.p.a.

BRAY A., *Estensimetri elettrici a resistenza*, Consiglio Nazionale delle Ricerche, Roma 1965.

FRANCA F.P., *Teoria ed impiego degli estensimetri elettrici a resistenza*, Edizioni Scientifiche Associate, Roma 1979.

HOFFMANN K., *Introduzione alla tecnica di misura con estensimetri*, Traduzione di HBM Italia s.r.l.; Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH, Darmstadt 2008.

CAVALLACCI A., *Progettazione di un banco a ricircolo meccanico di potenza*, Tesi di laurea magistrale in ingegneria meccanica; università di Pisa, ottobre 2013.

CURCI R., *Indagine sull'efficienza degli accoppiamenti scanalati delle trasmissioni meccaniche*, Tesi di laurea magistrale in ingegneria meccanica; Politecnico di Torino, A.A. 2016-17.

LEONE F., *Progettazione di una scatola per un riduttore*, Tesi di laurea in ingegneria meccanica; Politecnico di Torino, A.A. 2016-17.

www.hbm.com

www.tramec.it

www.stmspa.com

www.wikiedia.org

<http://slideplayer.it/slide/5249724/>