

Attrezzature per prove su ingranaggi ad alte prestazioni

G.L. Andrei¹, S. Manconi², E. Manfredi², M. Vitali²

¹FIAT Aviazione SpA
Via Nizza 317, 10124 Torino
e-mail: Andrei.Gianluca@fiatavio.it

² Dipartimento di Ingegneria Meccanica, Nucleare e della Produzione – Università di Pisa
Via Diotisalvi, 2 – 56126 Pisa
e-mail: manfredi@ing.unipi.it

Keywords: gear testing, high speed testing rigs

Sommario

Nel presente lavoro, dopo un panorama sulle attrezzature per prove su ingranaggi campione, si descrivono alcuni dei problemi di progettazione dei banchi per prove ad elevata velocità periferica.

Si sottolinea la necessità di ottenere una favorevole risposta dinamica ed, inoltre, di soddisfare alle esigenze di funzionalità, durabilità ed affidabilità dei componenti di banco. Inoltre è descritta l'integrazione del banco con gli altri impianti di prova, in particolare per ciò che riguarda la lubrificazione.

Infine si descrive un nuovo tipo di banco prova ingranaggi, appositamente progettato per le esigenze di un Centro di ricerca nato recentemente dalla collaborazione tra l'Università degli Studi di Pisa e la FiatAvio.

Abstract

In this paper a short survey on the design of the gear test rigs is firstly given, with reference to the requirements of aerospace mechanical transmissions.

Then the main design problems of four square gear test rigs are outlined.

A new type of gear test rig for high speed gear tests, which is being developed for the joint Gear Research Center of the University of Pisa and FiatAvio, is briefly described.

Lastly the related test laboratory devices, such as lubrication, load control and data acquisition systems, are illustrated.

1. INTRODUZIONE

1.1 Aspetti generali

La caratterizzazione dei materiali destinati alla costruzione d'ingranaggi richiede di simulare, su adatti ingranaggi campione, condizioni limite sia di sollecitazione sia di lubrificazione. Pertanto sono necessarie attrezzature dedicate, dette banchi prova, dove una o più coppie di ruote dentate campione possano essere caricate ed essere fatte ruotare in modo controllato, nelle condizioni richieste dal progetto degli esperimenti.

I requisiti delle prove su ingranaggi per impieghi aeronautici od aerospaziali sono particolarmente stringenti. Come appare dalla tab. (I), le prestazioni degli ingranaggi dei motori aeronautici e degli elicotteri (fig. 1) sono molto spinte. In particolare, le velocità periferiche di questi ingranaggi vanno oltre i valori contemplati dalle usuali norme di progettazione. Ulteriori aumenti della potenza trasmessa per unità di massa richiedono di spostare verso l'alto gli attuali limiti della velocità periferica di questi ingranaggi.

Un'altra caratteristica di funzionamento di questi ingranaggi consiste nella temperatura relativamente elevata cui essi possono essere soggetti in particolari condizioni. Di conseguenza sono stati introdotti materiali speciali, quale l'acciaio *Pyrowear*TM, non previsti dalle usuali norme. In queste applicazioni acquistano particolare importanza fenomeni, quali il grippaggio a caldo (*scuffing*) o la riduzione di durezza superficiale provocata dalla temperatura, che di regola non sono significativi nel caso d'ingranaggi ordinari.

Nel seguito si esaminano alcune configurazioni possibili per un banco prova idoneo a caratterizzare nuovi materiali per la costruzione d'ingranaggi aeronautici. Si illustrano altresì, sinteticamente, alcuni dei principali problemi di progettazione e si descrive un tipo di banco prova appositamente realizzato a tale scopo.

Caratteristiche	Unità misura	Turboelica	Geared Turbofan	Trasmissioni per elicotteri
Potenza	MW	1÷10	10÷30	1÷10
Rapporto di riduzione		10÷20	2÷4	30÷100
Potenza specifica	kW/kg	15÷25	100÷200	5÷10
Coppia specifica	Nm/kg	150÷250	300÷400	200÷300
Rendimento meccanico	%	<1	<1	<2
Intervallo tra due revisioni	h	>10000	>15000	>5000

Tab. I Caratteristiche e prestazioni delle trasmissioni aeronautiche di prossima generazione [1]

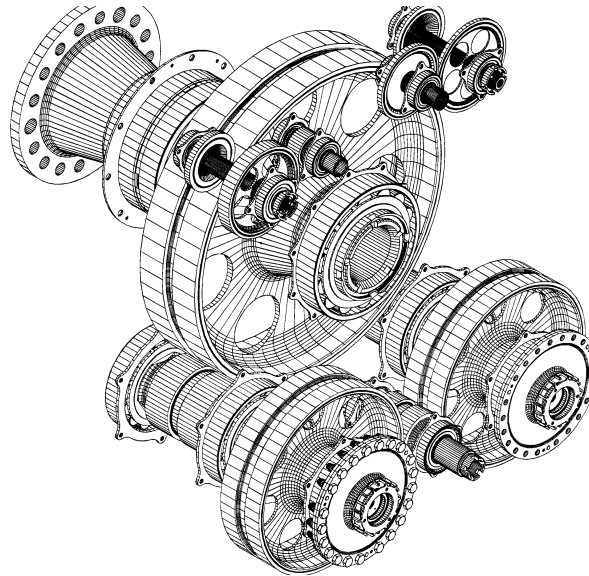


Fig. 1 Un esempio: riduttore ad ingranaggi bielcoidali di un motore turboelica (motore PW150A - potenza 4 MW) [1]

1.2 Una panoramica sui banchi prova per ingranaggi

Le potenze necessarie per portare fino al limite della resistenza ingranaggi campione d'acciaio con modulo di dentatura dell'ordine 2÷4 mm sono relativamente elevate. Perciò i banchi per prove su ingranaggi campione sono del tipo a ricircolo di potenza. In altre parole, dall'esterno deve essere fornita solo quella potenza che è necessaria per compensare le perdite (circa il 4÷5% della potenza circolante).

In alcuni casi si prevede il ricircolo di potenza elettrica [2]. Spesso, specie nel caso di valori elevati, si preferisce far circolare la potenza meccanica, contrapponendo gli ingranaggi in modo da poter precaricare le dentature. Si può così ottenere che queste si scambino forze tangenziali note, adatte alla prova. Ad esempio la configurazione detta *back-to-back* è comunemente usata per provare, forzandoli l'uno contro l'altro, due riduttori ad ingranaggi identici.

Tra i banchi a ricircolo della potenza meccanica per prove su ingranaggi campione merita un posto di particolare rilievo quello realizzato negli anni Venti, per iniziativa di Wilfred Lewis, presso il Massachusetts Institute of Technology [3]. Tramite questa attrezzatura sperimentale era possibile – forse per la prima volta - riprodurre e studiare in modo scientifico sia le condizioni d'ingranamento sia la durata delle dentature. Il ricircolo della potenza si otteneva, per mezzo di una coppia elicoidale ed una barra di torsione, forzando reciprocamente i denti di due ruote che ingranavano con altrettanti pignoni coassiali (vedi fig. 2).

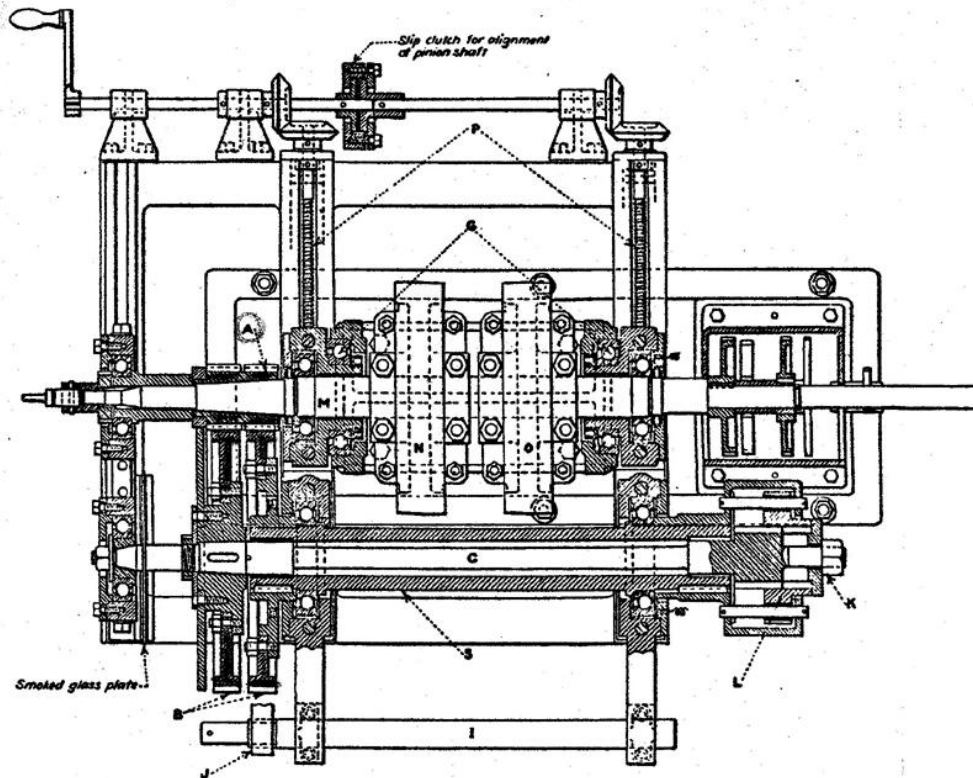


Fig. 2 Il banco prova ingranaggi ideato da W. Lewis (circa 1924)

La massima velocità periferica era dell'ordine di 2000 fpm (10 m/s) ed il massimo carico tangenziale dell'ordine di 2500 lb. Poiché lo scopo principale della ricerca consisteva nello studio del sovraccarico dinamico, furono ideati ingegnosi dispositivi elettromeccanici per rilevare i fenomeni di separazione e ripresa di contatto con urto tra i denti, descritti sul classico testo di Earle Buckingham [4].

Allo scopo di potere variare il carico sui denti nel corso della prova, furono successivamente realizzati banchi prova dotati di un attuatore torsionale a comando oleodinamico. Un interessante banco di questo tipo, in cui l'attuatore ruota assieme all'ingranaggio, fu realizzato presso l'Università di Genova negli anni Sessanta.

Sostanzialmente analoghi sono alcuni banchi prova ancora in uso presso il Lewis Gear Research Center della N.A.S.A (ora Glenn Research Center) [5]. In tutti questi banchi vi è una singola coppia di ruote in prova, alla cui sollecitazione si contrappone quella dell'ingranaggio di banco, opportunamente sovradimensionato. Per ridurre le durate del programma di prova sono stati anche realizzati banchi, detti *duplex*, in cui due ingranaggi campione gemelli sono forzati l'uno rispetto all'altro, come avviene nei banchi *back to back* per prove su riduttori completi.

Un altro metodo per applicare il carico, che richiede un ingranaggio di banco con dentatura elicoidale, consiste nell'applicare ad una ruota, resa opportunamente mobile, un carico assiale noto. Restano così determinate anche la forza tangenziale e la coppia circolante. Questa disposizione è presente nel banco tipo Ryder [6], piuttosto diffuso negli U.S.A. per prove standard su lubrificanti.

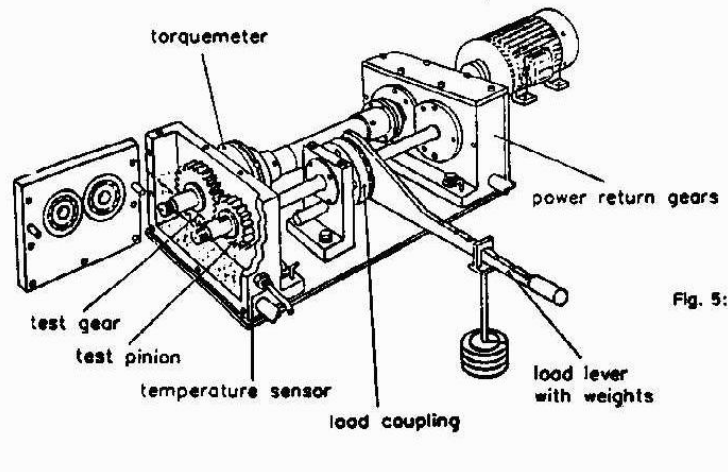
In alcuni banchi prova il carico è invece prodotto imponendo uno spostamento trasversale all'asse di una delle ruote di una cascata d'ingranaggi multipli. A differenza dei casi precedenti, qui le dentature sono sollecitate in modo alternato, come nelle ruote oziose.

Esistono anche altri ingegnosi modi per applicare il carico, che per brevità non si descrivono.

La configurazione preferibile è quella realizzata sul semplice banco FZG [7], usato spesso per prove su lubrificanti (vedi fig. 3). Questo banco prende il nome dall'Istituto di ricerca fondato da Gustav Niemann presso il Politecnico di Monaco.

La configurazione del banco FZG minimizza gli effetti della reciproca influenza dei due ingranaggi. Ciò si deve in gran parte alla deformabilità torsionale degli alberi di accoppiamento, che sono relativamente lunghi. Inoltre gli ingranaggi di banco, relativamente poco sollecitati, sono appositamente costruiti con elevata precisione.

Tramite opportuni adattamenti di questa configurazione base, spesso denominata *four square*, è possibile eseguire in modo analogo prove su ingranaggi conici o *face gear*.

Fig. 3 Il banco prova *four square* tipo FZG

2. PROGETTAZIONE DEL BANCO

2.1 Applicazione e misura del carico

Dati i vantaggi della configurazione *four square*, ci si riferirà, da qui in avanti, solo ai banchi di questo tipo (vedi fig. 4).

L'applicazione del carico tramite attuatore torsionale è apparentemente la più vantaggiosa, in particolare per ciò che riguarda la flessibilità di operazione. Ad esempio si possono simulare transitori relativamente rapidi anche con inversioni del carico. A tale scopo occorre comandare l'attuatore tramite un sistema di comando del carico in servocontrollo, del tipo usato nelle macchine di prova per materiali.

L'attuatore torsionale, a più vani, di cui fa parte integrante un collettore rotante per l'alimentazione con olio in pressione, è tuttavia un dispositivo relativamente delicato e costoso, anche perché richiede un equilibramento particolarmente accurato per le applicazioni a velocità di rotazione elevata. Indicativamente la prestazione limite di questi attuatori, con pressione di alimentazione di 210 bar, si colloca attorno a 1000 Nm per applicazioni dinamiche, con velocità massima dell'ordine di 10000 giri al minuto.

Il comando assiale, con ingranaggi di banco elicoidali, permette di utilizzare un cilindro fisso, relativamente piccolo, dotato di cuscinetto reggisplinta all'estremità dello stelo. La trasmissione del moto, da parte della ruota elicoidale che si sposta assialmente, richiede l'uso di un giunto a denti in presa con uno scanalato sufficientemente lungo. L'eventuale manifestarsi di fenomeni di *stick slip* su tale accoppiamento può determinare un cattivo controllo della coppia durante i transitori. Questa configurazione sembra perciò più indicata per prove con carichi quasi statici; tuttavia, introducendo un predeterminato, piccolo angolo di inclinazione tra le due parti del giunto dentato scorrevole, si ottiene uno scorrimento assiale reciproco delle parti accoppiate, facilitando la lubrificazione. In alternativa, appare concettualmente fattibile la lubrificazione idrostatica dei denti dello scanalato scorrevole.

Qualunque sia il dispositivo di attuazione del carico, la misura della coppia e, quindi, del carico nominale sulla dentatura in prova, può essere effettuata tramite torsionometro oppure strumentando con estensimetri uno degli alberi intermedi. Quest'ultima soluzione è spesso preferibile se la coppia e la velocità di rotazione sono elevate. Il dispositivo per alimentare elettricamente gli estensimetri dell'albero rotante (*slip ring*) è peraltro un componente relativamente delicato e costoso, quasi quanto un torsionometro.

2.1.1 Risposta dinamica e sollecitazione degli ingranaggi

A causa dell'elevata velocità di rotazione e delle tolleranze sull'equilibramento dei componenti rotanti, vi è il problema di evitare le risonanze flessionali in ogni regime di prova. Perciò la prima velocità critica flessionale degli alberi deve essere convenientemente maggiore della massima velocità di rotazione. Questa esigenza è ancora più sentita qualora possano insorgere fenomeni d'instabilità, come avviene nel caso di impiego di cuscinetti lisci (*oil whirl*).

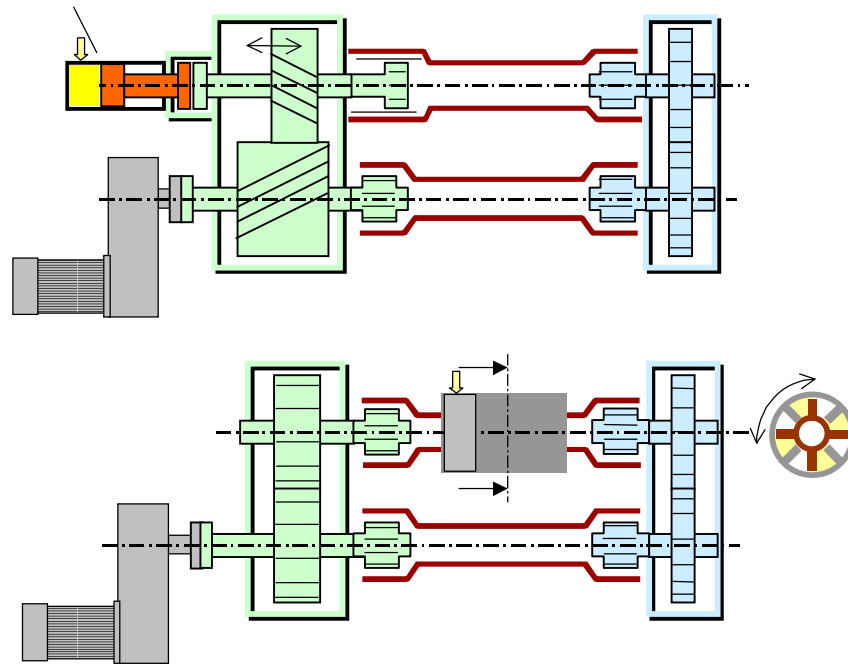


Fig. 4 Configurazioni *four square* con precarico ottenuto tramite ingranaggio elicoidale di banco (in alto) oppure tramite attuatore torsionale rotante

Per quanto riguarda la risposta torsionale, in prima approssimazione si può ritenere che questa sia disaccoppiata dalla risposta flessionale.

Le rigidzze torsionali devono essere basse. Infatti, il carico di prova dell'ingranaggio campione non deve risentire gli effetti di eventuali errori di trasmissione nell'ingranaggio di banco. A sua volta questo ingranaggio, che è realizzato con elevata precisione, non deve subire eccessive sollecitazioni all'insorgere del danno nell'ingranaggio in prova. Secondo un usuale criterio, la prima frequenza propria torsionale non dovrebbe essere superiore ad un quarto dalla frequenza d'ingranamento dei denti, a qualunque regime di prova.

Nella figura (5) sono riassunte le contrastanti esigenze poste dalla risposta flessionale e torsionale, tramite un esempio basato sul calcolo degli alberi di un nuovo banco ingranaggi, di cui al punto successivo.

Infine, occorre evitare risposte dinamiche indesiderabili dei corpi delle ruote dentate.

2.1.2 Componenti e strumentazione del banco

Nei casi di velocità di rotazione elevata occorre di regola inserire un primo ingranaggio moltiplicatore, proporzionato in base alla potenza ed alla coppia del motore elettrico. Per quanto riguarda l'ingranaggio di banco vero e proprio, su cui grava l'intera coppia circolante, si tratta in sostanza di dimensionare la larghezza della sua dentatura, che è perciò molto maggiore di quella degli ingranaggi campione.

Inoltre, occorre proteggere dai sovraccarichi, tramite opportuni limitatori di coppia, gli ingranaggi e gli altri componenti di banco. Forti sovraccarichi si possono manifestare soprattutto quando uno o più denti dell'ingranaggio in prova, dopo la rottura, impediscono la rotazione dell'ingranaggio stesso.

Il problema dei cuscinetti è alquanto più complesso e, se non è risolto correttamente, il banco può rivelarsi un'attrezzatura per prove su cuscinetti, piuttosto che su ingranaggi.

Dati i valori elevati dei carichi e delle velocità di rotazione, la scelta di cuscinetti a rotolamento, tipicamente a rulli, impone che questi ultimi siano sostituiti con relativa frequenza. Inoltre, diviene difficile, se non impossibile, adottare la soluzione con ruote elicoidali di banco in fig. (4), in cui una ruota è mobile assialmente. Peraltro, la configurazione con cuscinetti a rulli è relativamente semplice e richiede ridotte portate d'olio lubrificante. Le perdite per attrito – e perciò la potenza richiesta al motore elettrico – sono alquanto minori rispetto a quelle che si hanno con cuscinetti idrodinamici.

Adottando cuscinetti a lubrificazione idrodinamica, occorre definirne correttamente i campi di funzionamento ammissibili in rapporto alle condizioni di prova richieste. Le condizioni limitanti sono, da un lato, carichi di prova elevati e velocità basse, insufficienti per ottenere una sostentazione corretta; dall'altro, il possibile insorgere di fenomeni di *oil whirl* con velocità elevate e carichi ridotti.

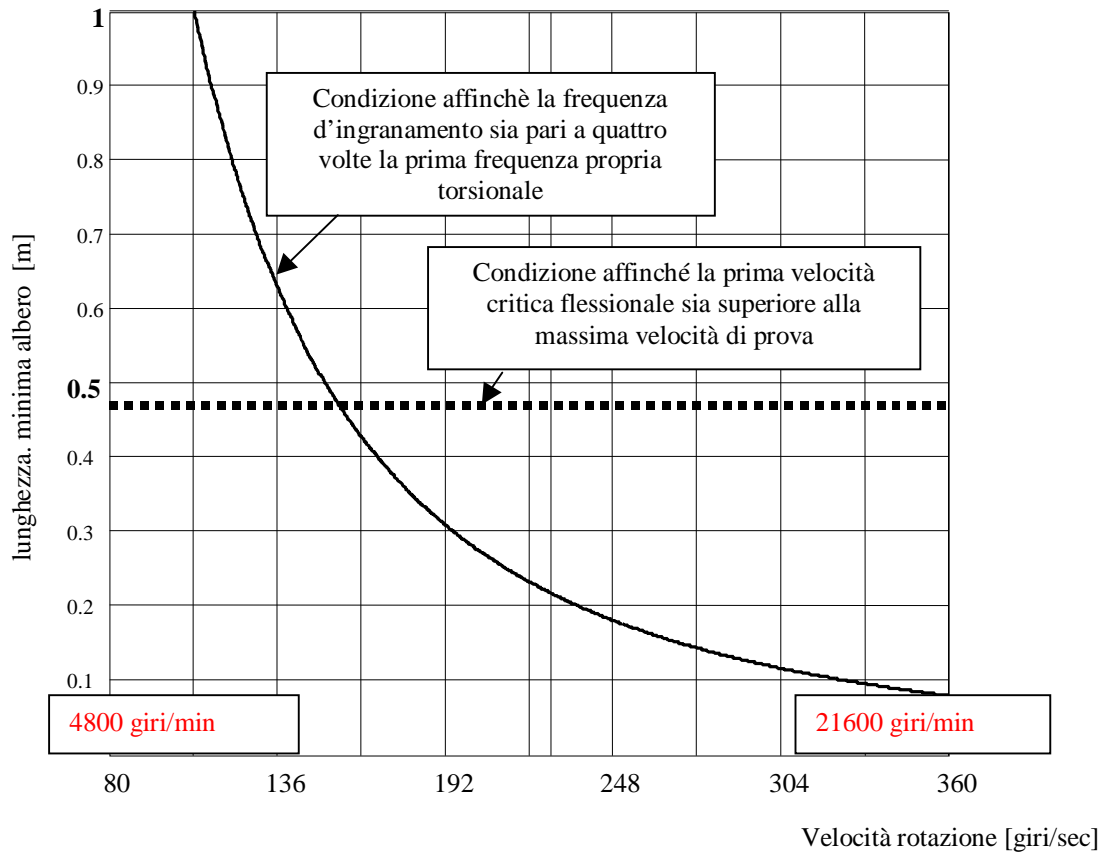


Fig. 5 Esempio delle condizioni limitanti poste dalla trasmissibilità delle vibrazioni torsionali e dalla prima velocità critica flessionale.

Quest'ultimo problema può essere attenuato o risolto con l'uso di cuscinetti a pattini, ma questi sono molto costosi ed hanno un ingombro relativamente elevato. In alternativa, possono essere usati cuscinetti a lobi.

La strumentazione propria del banco comprende il tachimetro, il dispositivo di misura della coppia ed i sensori accelerometrici, di regola posti sulle sedi dei cuscinetti. Questi ultimi facilitano l'individuazione dell'insorgere del danno sulle dentature in prova. Allo stesso scopo possono essere utili fonometri.

Non meno importanti, allo scopo della condotta delle prove, sono la facile ispezionabilità, l'accessibilità e la rapida montabilità degli ingranaggi in prova.

2.2 Un nuovo tipo di banco prova

2.2.1 Configurazione generale

La figura (6) mostra la configurazione generale di un nuovo tipo di banco prova, ideato appositamente per l'effettuazione di prove ad alta velocità periferica.

L'attuazione del carico avviene per mezzo dell'ingranaggio elicoidale di banco, che assolve anche la funzione di moltiplicatore. Rispetto allo schema illustrato in fig. (4), qui è eliminato lo scanalato scorrevole e, quindi, i possibili problemi di *stick slip*. In altre parole, il controllo della coppia può essere effettuato con precisione anche durante i transitori, senza adottare un costoso attuatore torsionale rotante.

La cuscinetteria degli ingranaggi di banco è del tipo idrodinamico, perciò di grande durata, mentre le ruote campione sono montate su cuscinetti a rulli, come nella maggior parte degli attuali riduttori aeronautici.

Gli ingranaggi, soprattutto quelli di banco, sono di elevata precisione.

Gli alberi intermedi sono collegati tramite giunti flessibili. Uno degli alberi è strumentato per la misura della coppia circolante.

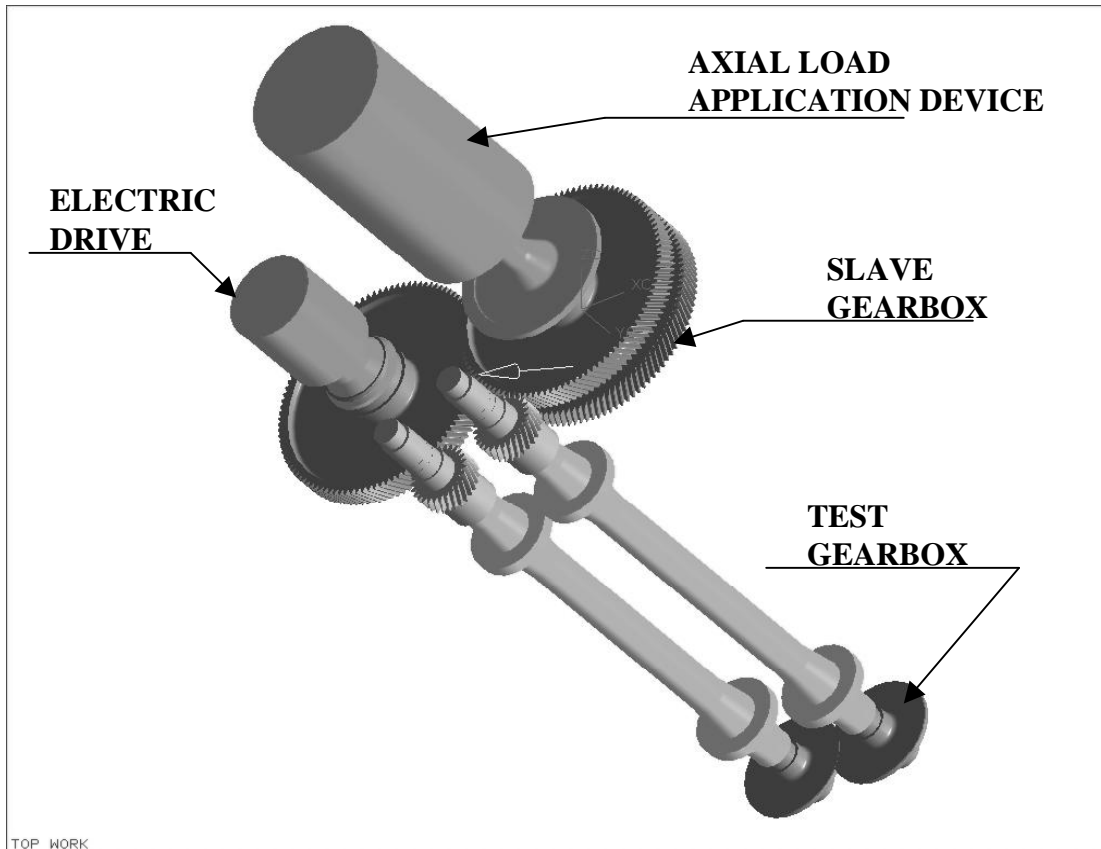


Fig. 6 Schema concettuale del nuovo banco ingranaggi [1]

La lubrificazione degli ingranaggi in prova è separata da quella dei componenti di banco.

Il motore elettrico, corredato di tachimetro, è a velocità variabile tra 0 e circa 6000 giri/min.

Si noti che, sebbene il banco sia attualmente progettato per prove su ingranaggi campione a denti dritti, la sezione di prova potrebbe essere modificata agevolmente per consentire prove su ingranaggi elicoidali.

2.2.2 Specifica tecnica del banco prova

Le caratteristiche e le prestazioni di questo nuovo banco sono riassunte nella seguente tabella.

Caratteristiche	Unità di misura	Prestazioni
Velocità periferica	m/s	0÷135
Coppia circolante	Nm	0÷500
Rapporto di riduzione		1:1
Interasse tra le ruote in prova	mm	135
Tipo di lubrificazione		sia a getto sia a nebbia d'olio
Temperatura massima del lubrificante	°C	180
Classe di precisione delle dentature	Indice AGMA	≥12

Tab. 2 Sintesi della specifica tecnica del nuovo banco ingranaggi

3. INTEGRAZIONE DEL BANCO NEL SISTEMA DI PROVA

I banchi per prove su ingranaggi richiedono un corredo d'impianti e di strumentazione sperimentale relativamente complesso, soprattutto per ciò che riguarda le esigenze di lubrificazione.

A titolo d'esempio s'illustra, nel seguito, il sistema di prova nel quale sarà integrato il banco prova descritto in precedenza. Questo banco verrà infatti installato presso Centro per la Ricerca sulle Trasmissioni Meccaniche a tecnologia avanzata (CRTM), realizzato congiuntamente dalla FiatAvio SpA e dall'Università di Pisa. Attualmente presso il laboratorio del CRTM è già operativo un banco prova per cuscinetti lisci per riduttori per motori aeronautici del tipo *Geared Turbofan*.

Si descrivono sinteticamente l'impiantistica di supporto prevista per la lubrificazione dei banchi prova, il sistema di applicazione dei carichi di prova ed il sistema di acquisizione dati e di controllo delle prove.

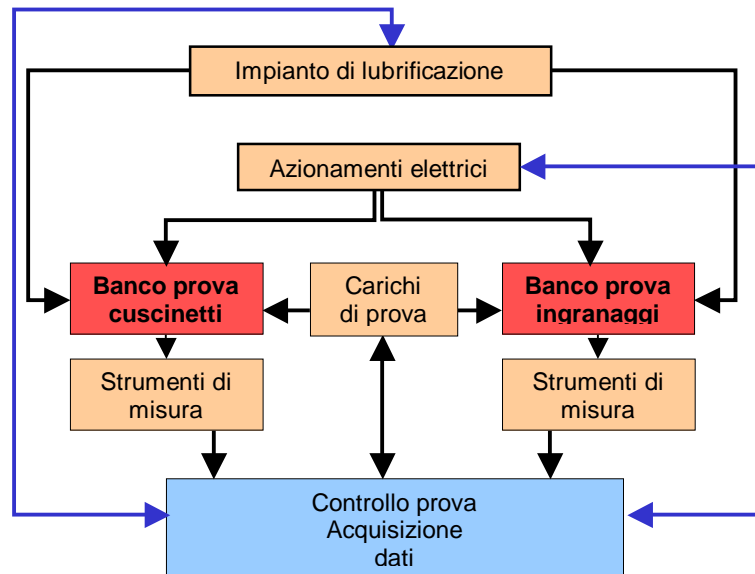


Fig. 7 Schema funzionale degli impianti del CRTM

3.1 Impianto di lubrificazione termoregolata

Sono presenti due centraline oleodinamiche per la lubrificazione degli organi meccanici in prova; queste possono inviare flussi d'olio a temperatura e portata rigorosamente controllate.

Le portate di alimentazione alle parti in prova possono variare fra 0 e 30 litri/min, la temperatura dell'olio in ingresso è variabile da 20 °C fino a 180 °C.

Sulle linee di mandata e di recupero sono presenti filtri da 3-5 micrometri che assicurano l'elevato grado di filtraggio dell'olio richiesto. Una terza centralina è dedicata all'alimentazione, a temperatura ordinaria, degli organi ausiliari di trasmissione del moto annessi ai banchi.

E' prevista la misurazione e l'acquisizione continua dei valori di portata e di pressione (precisione $\pm 0,5\%$) sulle singole linee di mandata e di temperatura (precisione: $\pm 1^\circ\text{C}$) sui serbatoi, sulle linee di mandata e di recupero.

Il funzionamento dell'intero impianto, controllato da PLC, può essere gestito da un apposito quadro di comandi collocato nella sala controllo, opportunamente insonorizzata.

I locali di installazione degli impianti e dei banchi prova sono dotati di un sistema di aspirazione forzata dell'aria che consente, attraverso l'utilizzo di cappe, la rimozione di nebbie e di vapori d'olio dall'ambiente di lavoro.

Un sistema d'abbattimento degli inquinanti, con diversi stadi di filtraggio dell'aria, minimizza i rilasci ambientali.

3.2 Sistema di applicazione dei carichi di prova

Il sistema di applicazione dei carichi di prova è costituito da un'unità elettronica multicanale di servocontrollo in grado di comandare fino a tre attuatori oleodinamici.

Gli attuatori, alimentati tramite servovalvole da una centralina oleodinamica dedicata, provocano una variazione della grandezza fisica controllata in anello chiuso (forza o spostamento di organi meccanici di prova).

La legge di tale variazione può essere impostata selezionandone l'andamento sul generatore di funzioni di cui è fornito ogni singolo controller o fornendo a quest'ultimo un segnale di riferimento tramite PC esterno.

Il gruppo idraulico fornisce olio filtrato (3 micrometri) a pressione e portata costanti e comunque regolabili fino ad un valore massimo pari, rispettivamente, a 210 bar e 30 litri/minuto.

Sui condotti idraulici agiscono accumulatori a gas in grado di soddisfare richieste di picchi di portata e di smorzare piccole variazioni di pressione create dalla pompa ad ingranaggi.

3.3 Sistema di acquisizione e controllo

Il sistema di acquisizione dati e controllo delle condizioni di prova ha lo scopo di acquisire tutti i dati provenienti dai trasduttori installati sui banchi prova e sugli impianti di lubrificazione e d' applicazione carichi, provvedendo al relativo salvataggio su file. Lo stesso sistema contribuisce alla gestione degli azionamenti elettrici e del sistema di applicazione dei carichi di prova, fornendo ai relativi *controller* i segnali di riferimento per le grandezze controllate.

L'hardware del sistema controllo e acquisizione si basa su schede acquisizione e box di condizionamento, in grado di gestire input e output analogici e digitali, e su un codice sviluppato in ambiente Labview®.

Le schede di acquisizione installate permettono attualmente di acquisire fino a ottanta segnali su altrettanti canali, la risoluzione è di 12 bit, la frequenza di campionamento è pari a 1.25 MS/s.

Il software di acquisizione consente di mostrare in tempo reale le condizioni di prova, e perciò di visualizzare i valori acquisiti su ciascun canale, controllando che non vengano raggiunte condizioni impreviste per gli organi in prova o critiche per gli altri elementi del banco.

4. CONCLUSIONI

E' stata presentata una sintesi circa l'evoluzione dei banchi a ricircolo della potenza meccanica per prove su ingranaggi, con particolare riferimento alle applicazioni in campo aeronautico.

Sono stati discussi gli aspetti progettuali più importanti, specie per ciò che riguarda una corretta risposta dinamica in esercizio.

E' stato quindi illustrato un nuovo concetto di banco prova, che è attualmente in fase di progettazione. Sono state indicate le prestazioni di questo banco ed è stato infine descritto il sistema di prova in cui esso dovrà essere integrato.

Bibliografia

- [1] G. Belloni *et al.*, "Un moderno banco prova per organi di trasmissione", *Organi di trasmissione*, Nov. 1999, 118-122 (1999)
- [2] G. Andrei, G. Orsini, "Aeronautical Power Gear Boxes: Architectures and Technologies" su: *Atti della Giornata di Studio sulle Trasmissioni Meccaniche, Università degli Studi di Pisa, 15.6.2001* (in corso di stampa tra i *Quaderni* dell'A.I.A.S.).
- [3] AA.VV, *Dynamic Loads on Gear Teeth*, Report of the A.S.M.E. Special Research Committee on the Strength of Gear Teeth, The American Society of Mechanical Engineers, New York, 1931
- [4] E. Buckingham, *Analytical Mechanics of Gears*, McGraw Hill, New York, 1949
- [5] D.G. Lewicki, R.Ballarini, "Effect of Rim Thickness on Gear Crack Propagation Path", *Transactions ASME, Journal of Mechanical Design*, **119**, 88-95 (1997).
- [6] E.A. Ryder, "A Test for Aircraft Gear Lubricants", *ASTM Bulletin (TP125)*, September 1952, 41-43, (1952)
- [7] G. Niemann *et al.*, "Scuffing Tests on Gear Oils in the FZG Apparatus", *ASLE Transactions*, **4**, 71-86 (1961)

