

Cambio meccanico silenzioso

Lo studio, condotto in collaborazione con il Dipartimento di Ingegneria industriale dell'Università di Perugia e la Comev Spa di Montevarchi (AR), si prefigge l'abbattimento del rumore di un cambio per tornio provvisto di sette alberi e di dieci coppie di ruote che ottimizzano lo sfruttamento della curva di coppia del motore in tutta la gamma delle velocità disponibili: sedici velocità tra 25 giri/min e 1620 giri/min nominali, potenza del motore 11 kW e 745 giri/min circa in ingresso.

Individuazione delle sorgenti di rumore

Per individuare le fonti primarie di rumore fra le innumerevoli potenzialmente presenti (alberi, ingranaggi, cuscinetti...) è stato necessario primariamente implementare una serie di semplici codici specifici scritti in Visual Basic all'interno di fogli excel (utilizzabili industrialmente senza l'ausilio di altri costosi programmi). Il complesso di questi codici si configura quindi, nel suo insieme, come un semplice *strumento diagnostico* di aiuto nella individuazione delle sorgenti del rumore stesso.

Nel foglio principale dello strumento sviluppato viene presentata una schermata che, di fatto, è un vero e proprio "cambio simulato" (figura 1). Imponendo infatti il nu-

MARCIA ANTIORARIA			
Numero giri ingresso	giri/min	Hz	
	745.00	12.42	

Rapporti scelti		possibili scelte	Risultato (giri/min)
ingresso	1	"1"	567.1
I	1	"1-2"	1727.0
II	3	"3-4"	1688.7
III	5	"5-6"	1258.2
IV	8	"7-8"	962.2

I. Scelta dei rapporti da utilizzare nel semplice "cambio simulato".

mero di giri in ingresso (in alto in figura 1) e i rapporti da utilizzare (campi gialli nel rettangolo in rosso in figura 1), il sistema sceglie i giusti rapporti da inserire e si possono istantaneamente leggere le velocità di rotazione degli alberi Ai (rettangolo in blu a destra di figura 1).

Nella seconda parte dello strumento diagnostico sviluppato si fornisce al progettista la precisa indicazione delle frequenze osservabili in funzione delle marce innestate per tutte le potenziali fonti di rumore: rotazione degli alberi, cuscinetti e ingranamento dei denti.

In figura 2 sono riportati i valori forniti in uscita dal programma per la velocità al mandrino di 962 giri/min concordemente a quanto selezionato nella figura 1.

Dalla figura 2 si nota come, ad esempio nei rettangoli in rosso e blu, dall'analisi di una

Una metodologia per la risoluzione di un caso industriale relativo alla riprogettazione di cambi meccanici tradizionali nell'ottica di abbattere il rumore prodotto dagli stessi. I codici sono prontamente utilizzabili ed estendibili per cambi differenti con ruote a dentatura interna o elicoidale

Velocità Alberi (fn)	gir/min	Hz	2à armonica	3à armonica	4à armonica
A1	745.0	12.4	24.8	37.3	49.7
A2	567.1	9.5	18.9	28.4	37.8
A3	1727.0	28.8	57.6	86.4	115.1
A4	1688.7	28.1	56.3	84.4	112.6
A5	1258.2	21.0	41.9	62.9	83.9
Albero mandrino	962.2	15.0	32.1	48.1	64.1

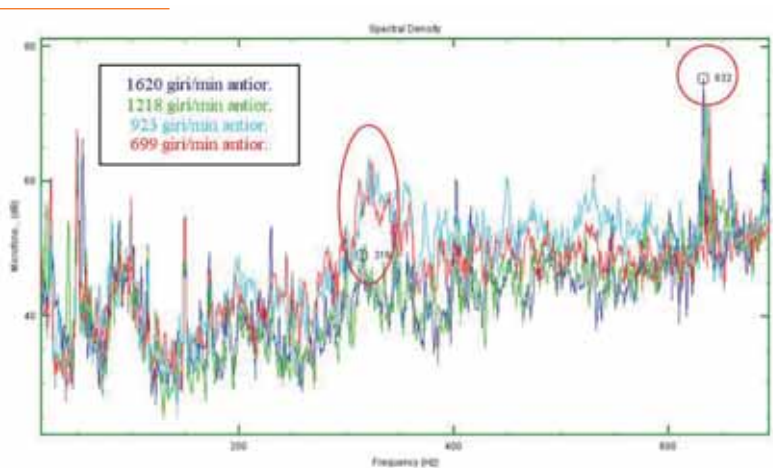
Frequenza ingranamento alb. gir/min	z moven	Freq tot (gir/min)	Hz	2à armonica	3à armonica
A1*mov	745.0	51.0	37995.0	633.3	1266.5
A2*mov	567.1	67.0	37995.0	633.3	1266.5
A3*mov	1727.0	44.0	75990.0	1266.5	2533.0
A4*mov	1688.7	38.0	64169.3	1069.5	2139.0
A5*mov	1258.2	52.0	65427.6	1090.5	2180.9

Interazione (fz+fn)	fz(Hz)	fn (Hz)	fz-fn	fz+fn
A1	633.3	12.4	620.8	645.7
A2	633.3	9.5	623.8	642.7
A3	1266.5	28.8	1237.7	1295.3
A4	1069.5	28.1	1041.3	1097.6
A5	1258.2	21.0	1237.3	1279.2

singola risposta microfonica in frequenza del cambio non si è spesso in grado di discernere fra le possibili sorgenti di rumore poiché fonti di rumore diverse danno luogo a frequenze di interesse molto vicine od uguali. Soltanto l'analisi combinata di più risposte, eseguita variando opportunamente i vari rapporti, ha portato all'individuazione delle cause principali del rumore stesso.

In figura 3 si riportano sovrapposti i grafici relativi a misurazioni microfoniche per le frequenze fino a 650 Hz circa per quattro differenti velocità di uscita. Dall'analisi contemporanea di più risposte in frequenza appositamente scelte si possono individuare in modo netto, fra gli altri, alcuni difetti specifici relativi a singoli ingranaggi.

3. Analisi in frequenza fino a 650 Hz del rumore microfonico per quattro velocità di uscita.



2. Possibili frequenze di ingranamento

per una data configurazione del cambio.

Dalla figura 3 si notano ad esempio dei picchi a frequenza costante a 632 Hz (dai calcoli 633 Hz in figura 2) che denotano un problema, per la macchina correntemente in prova, per l'ingranaggio calettato sulla campana della frizione di ingresso (si veda il riquadro rosso).

Per quanto riguarda i cuscinetti, in special modo quelli dell'albero mandrino di ingenti dimensioni, essi non sembrano fornire dei contributi rilevanti alla rumorosità.

Dai risultati delle prove acustiche e accelerometriche è risultata infine evidente la ne-

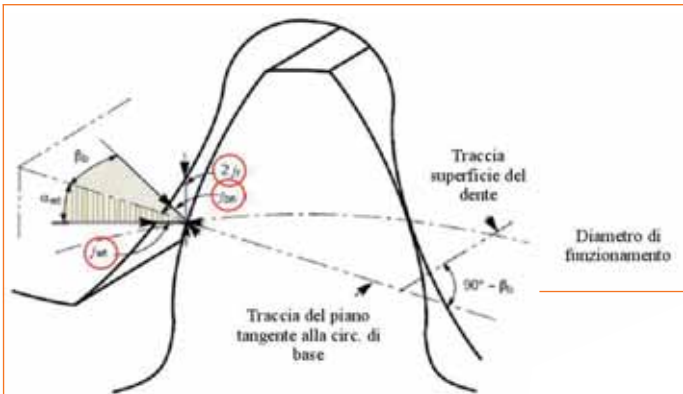
cessità di una completa riprogettazione degli ingranaggi unita ad una revisione di tutte le catene di tolleranza che contribuiscono a definire le modalità di accoppiamento dei vari rapporti.

Correzione delle dentature e delle catene di tolleranza

Dovendo riprogettare intere parti del cambio in modo da abbattere i contributi alla rumorosità offerti dagli ingranamenti, risulta essere di primaria importanza l'individuazione delle relazioni esistenti fra le grandezze fondamentali che vanno a definire le caratteristiche dell'ingranamento stesso. Molti dei principali software per la progettazione degli ingranaggi riescono a simulare in modo impeccabile tutti gli aspetti principali dovuti all'ingranamento anche dal punto di vista della resistenza del dente, ma richiedono, per un corretto utilizzo, l'immissione di molti dati (in special modo quelli basati su elementi finiti). Nel momento in cui non esistano, come in questo caso, problemi di resistenza o usura il progettista vorrebbe concentrare gli sforzi sull'ottimizzazione della geometria degli ingranaggi, tenendo conto anche delle catene di tolleranza e degli errori ammissibili per un corretto ingranamento.

Il parametro fondamentale che definisce la dinamica di ingranamento per le coppie di ingranaggi è il cosiddetto *gioco circonferenziale* comunemente chiamato:

- j_t se misurato come arco di cerchio sulla circonferenza primitiva su di un piano trasversale cioè perpendicolare all'asse della ruota (j_{nt} se misurato sulla circonferenza di funzionamento);
- j_{bn} se misurato su un piano *tangente* al cerchio di base normalmente al dente (questo piano n risulta essere quindi inclinato dell'angolo di inclinazione dell'elica rispetto al piano trasversale);
- j_r *gioco radiale*, che risulta essere la quantità di cui può essere avvicinato l'interasse di due ingranaggi prima che entrambi i fianchi del dente attualmente in contatto tocchino la ruota accoppiata.



4. Definizione dei giochi nell'ingranamento da AGMA ISO 10064- 2.

Le relazioni geometriche fra i tre giochi precedentemente definiti sono in figura 4.

Sono poi da menzionare i giochi sui collegamenti albero-ruota, sui cuscinetti non pre-caricati e gli errori di interasse che vanno a influire anch'essi sulla reale condizione di accoppiamento delle ruote.

C'è quindi sempre la necessità di passare, ad esempio, da misure circonferenziali, cordali o radiali sul diametro primitivo (che sono quelle normalmente date nel disegno degli ingranaggi) alle equivalenti misure sui diametri di funzionamento.

Per quanto riguarda le tolleranze sullo spessore dei denti, siano dette E_{sn} ed E_{sn} rispettivamente la tolleranze inferiore e superiore sullo spessore del singolo dente misurate sulla circonferenza primitiva nel piano n precedentemente definito, si arriva alla scrittura del minimo valore ammissibile per il gioco normale definito in condizioni di massimo materiale:

$$j_{bn,min} = (E_{sns1} + E_{sns2}) \times \cos \alpha_n$$

coppia	Z1 [n. denti]	Z2 [n. denti]	Modulo [mm]	Interasse nominale [mm]
7	81	62	2,5	179,4
7 _N	62	62	2,5	155,56

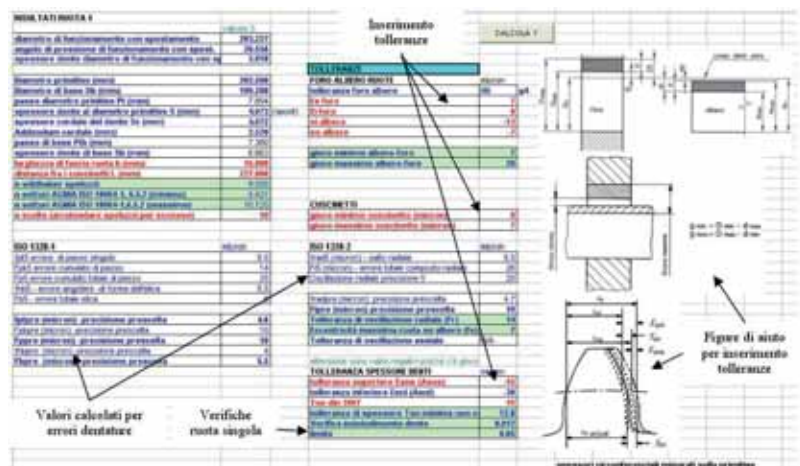
con α_n angolo di pressione normale al dente misurato sul diametro primitivo.

Questa relazione risulta essere un preciso vincolo di minimo gioco da garantire quando l'accoppiamento si ritrova al massimo materiale e con l'interasse minimo ed è la quantità di solito mi-

correttamente definiti i limiti del gioco di collaudo.

Per esplicitare i legami intercorrenti fra cinematica di ingranamento, tolleranze in tutti i componenti del cambio e il $j_{bn,min}$ è stato quindi sviluppato un secondo applicativo in Visual Basic integrato in excel basato su due moduli principali.

5. Modulo di imposizione delle tolleranze e di calcolo dei valori degli errori sulle dentature.



surata in fase di collaudo degli ingranaggi (gioco di collaudo).

Volendo ad esempio utilizzare la misura Wildhaber (W) per il controllo dello spessore dei denti si possono introdurre facilmente i limiti di variazione della misura stessa quando siano stati

Modulo di ottimizzazione degli ingranaggi

Come è noto dalla cinematica dell'ingranamento delle ruote dentate la minimizzazione della differenza di strisciamento specifico al piede all'inizio (A) ed alla fine del segmento di contatto (E), è un indice molto significativo ad esempio per la valutazione di eventuali problemi di contatto durante il rotolamento. Si è scelto di im-

Tabella 1. Input per le coppie 7 e 7_N di figura 1.

Tabella 2. Output per le coppie 7 e 7_N di figura 1.

coppia	x1 [n. denti]	x2 [n. denti]	Interasse [mm]	Stris. Spec. A1 [numero]	Stris. Spec. E2 [numero]
7	0,08	0,18	179,39	-0,551	-0,518
7 _N	0,18	0,05	155,57	-0,573	-0,670

GIUOCO (in: ± gioco, inter) misurato sulla primitiva	valore gioco μ	f_{\min} (max.mat.+ amin)	f_{\max} (min.mat.+ amax)
	(mm)	(mm)	(mm)
gioco denti all'inter se non. per spostamento	int	0.004	0.005
tolleranza minima interasse (+ aumento quota nominale)	±0.01	0.002	0.005
tolleranza massima interasse	±0.01	0	0.005
tolleranza minima cuscinetti su alberi	0.014	0	0.005
tolleranza minima giochi alberi - foro ruota	0.007	0.005	0
tolleranza massima giochi alberi - foro ruota	0.027	0	0.015
somma errori totali composti radiali ruote	0.019	±0.01	0.013

CONDIZIONI DI GIOCO MINIMO (interasse minimo)		GIUOCO (in: spe./ denti sulla primitiva) (in (mm))
eventuale gioco e interferenza dovuto a spostamento denti	0.006	
gioco interi dovuto a gioco minimo interasse	-0.002	
somma gioco minimo alberi foro (sp. sempre gioco)	0.004	0.002
somma gioco massimo cuscinetti (sp. interferenza caso peggiore)	-0.006	0.005
somma errori composti radiali F1 (sp. interferenza)	-0.013	
TOTALE	0.018	

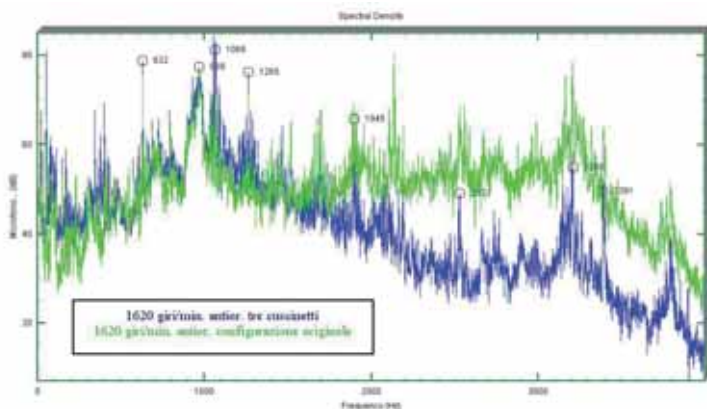
CONDIZIONI DI GIOCO MASSIMO (interasse massimo)	
eventuale gioco e interferenza dovuto a spostamento denti	0.006
gioco interi dovuto a gioco massimo interasse	0.002
somma gioco massimo alberi foro (sp. sempre gioco)	0.0105
somma gioco massimo cuscinetti (sp. gioco caso peggiore)	0.009
somma errori composti radiali F1 (sp. gioco)	-0.013
TOTALE	0.013

6. Uscita del modulo di verifica delle condizioni di gioco minimo e massimo.

plementare una serie di semplici formule, proposte anche da Henriot, che permettono, scelto il numero dei denti dei due ingranaggi, il modulo e l'interasse voluto, di ottenere i valori di spostamento x_1 ed x_2 da imporre a due ruote dentate per minimizzare lo strisciamento specifico al piede ai limiti del segmento di contatto. A titolo di esempio si riportano i risultati ottenuti nella correzione contemporanea di due coppie denominate 7 e 7_N che permettono sia l'imposizione del moto al mandrino (coppia 7) che il contemporaneo trasferimento dello stesso alla scatola Norton. Nella tabella 1 sono riportati prima i para-

metri di input per due coppie; in tabella 2 gli output calcolati dal programma in termini di spostamenti, di interasse di funzionamento ottenuto e di strisciamenti specifici al piede (Z_1 e Z_2 sono il numero dei denti rispettivamente della ruota 1 e 2). In questi rapporti lo spostamento (in blu in tabella 2) della ruota oziosa di 62 denti (cedente della coppia 7 e movente della coppia 7_N) deve essere il medesimo. Fra le uscite del modulo di programma vengono calcolati tutti i parametri fondamentali per la cinematica del contatto quali rapporto di condotti di funzionamento e i diametri limite di con-

7. Analisi in frequenza del rumore microfonico prima e dopo la modifica strutturale per velocità di uscita 1620 giri/min.



Lo strumento sviluppato presenta infine una schermata finale utile alla verifica del gioco di collaudo in base ai dati immessi. È necessario infatti che il $J_{bn,min}$ precedentemente introdotto sia in grado di recuperare almeno tutte le riduzioni di gioco dovute alle condizioni di massimo materiale.

Questa formula approssimata permette al progettista di individuare tolleranze minime (superiori) per lo spessore dei denti che comprendano la reale posizione e montaggio degli ingranaggi nel cambio in oggetto.

In figura 6 è riportata l'uscita principale del modulo di verifica della condizione minima esposta e di una condizione di gioco massimo che, per brevità, non viene qui introdotta.

Utilizzando le numerose uscite del programma, una volta verificato che i valori impostati delle tolleranze non diano luogo ad interferenze di collaudo, il progettista può portare a termine velocemente la messa in tavola degli ingranaggi progettati e di tutti i pezzi correlati.

Risultati preliminari

La verifica di tutti gli ingranaggi con gli strumenti sviluppati ha portato a una radicale revisione delle catene di tolleranza della cassa e di tutte le parti precedentemente descritte. L'analisi dei risultati delle misurazioni microfoniche, processate con lo strumento diagnostico, ha evidenziato un problema di eccessiva flessibilità di un albero intermedio.

In figura 7 si riportano i risultati preliminari ottenuti con la sola correzione delle catene di tolleranza sulla cassa e con la correzione del problema di flessibilità menzionato tramite un cuscinetto intermedio.

Si nota che per tutte le velocità di uscita, tutte le frequenze sopra i 1000 Hz nella nuova configurazione (blu), sono notevolmente attenuate.

La metodologia sviluppata per la risoluzione di un preciso caso industriale congiuntamente all'azienda Comev Spa è di utilizzo generale, i codici sono prontamente utilizzabili ed estendibili per cambi differenti con ruo-

te a dentatura interna od elicoidale.

L'autore ringrazia i sigg. Mauro Peruzzi e Mirco Vertelli della Comev Spa per lo spirito di collaborazione attiva e l'aiuto fornito in tutte le fasi della ricerca.

Si ringrazia inoltre l'ing. G. Castellani per i fondamentali consigli, forniti sempre con il massimo della disponibilità e della perizia, frutto di una solidissima esperienza plurennale nel campo.

L. Landi, Dipartimento di Ingegneria Industriale, Università degli Studi di Perugia, e-mail: l.landi@unipg.it
readerservice.it n. 72

Bibliografia

Per motivi di spazio molte delle relazioni matematiche utilizzate e l'intera bibliografia è stata rimossa. Per richiedere una memoria completa si prega di inviare una e-mail all'autore all'indirizzo l.landi@unipg.it.

Quando un livello è diverso... si vede.

TOP LEVEL



readerservice.it n.22902



F.lli Giacomello s.n.c.

Via Magenta, 77 cap 15/A - 20017 RHO (MI)

Tel. +39 02 93.01.278 - Fax +39 02 93.01.690

info@fratelligiacomello.it

www.fratelligiacomello.it