

Nuova edizione della ISO 3336: un'analisi critica

Le modifiche ai metodi di calcolo influenzano sempre l'affidabilità dei risultati. È perciò importante conoscere l'origine di queste modifiche e anche il modo con il quale le stesse devono essere valutate.

Ulrich Kissling
KISSsoft AG

La seconda edizione della Norma ISO 6336 "Calcolo della capacità di carico degli ingranaggi cilindrici" [1] è stata pubblicata nel settembre 2006. Questa nuova versione presenta un certo numero di miglioramenti molto interessanti, ma anche alcuni problemi che saranno analizzati in dettaglio nel seguito. Una novità positiva è il fatto che la nuova edizione ci fornisce un algoritmo utilizzabile per determinare la sollecitazione al piede del dente degli ingranaggi a dentature interne. Inoltre, la norma comprende per la prima volta la Parte 6 per il calcolo della capacità di carico con alcuni spettri di carico.

Fattori generali d'influenza (Parte 1)

La prima parte della norma contiene due modifiche importanti riguardanti i treni epicicloidali e i rotismi con ruote intermedie.

Fattore dinamico K_v

Per determinare il fattore dinamico K_v secondo il metodo B, bisogna calcolare il regime di risonanza $[\eta_E]$ della ruota satellite. Ciò richiede di determinare i valori della rigidità d'ingranamento $[C_{y\beta}]$ e della massa ridotta $[m_{red}]$. Per rotismi con ruote intermedie, il regime di risonanza viene determinato, secondo il nuovo metodo, iniziando dal sistema multimasse e considerando le due rigidità d'ingranamento differenti. Per gli stadi dei treni epicicloidali si considera il numero dei satelliti. Questi sistemi forniscono due valori per il regime di risonanza. Una nota in sé logica, ma formulata chiaramente per la prima volta, precisa "che il fattore dinamico deve essere calcolato per i due regimi di risonanza e che il calcolo deve essere effettuato con il fattore dinamico K_v più grande dei due ingranamenti."

La rigidità d'ingranamento C_y viene determinata come in precedenza, ma è denominata $C_{y\alpha}$. Essa viene utilizzata per determinare il fattore dinamico K_v . Un valore inferiore di circa il 15%, denominato $C_{y\beta}$, viene utilizzato per determinare il fattore di distribuzione del carico. Ciò comporta una lieve riduzione di questo fattore.

Fattore di distribuzione del carico longitudinale $K_{H\beta}$

Il fattore di distribuzione del carico longitudinale tiene conto della ripartizione non uniforme del carico sulla larghezza del dente. Questo effetto è difficile da calcolare e viene determinato, normalmente, con formule approssimative. Spesso, specialmente nel caso di carichi per unità di lunghezza passi (inferiori a 50 N/mm), i valori che si ottengono sono troppo elevati. Le formule corrispondenti nella nuova edizione della norma sono praticamente identiche. Il fattore di distribuzione del carico è il rapporto tra il massimo carico effettivo e il carico medio. L'equazione base per il fattore di distribuzione del carico è (equazione 41 della norma):

$$K_{H\beta} = \frac{(F_m/b)_{max}}{F_m/b} = 1 + \frac{F_{\beta y} * c_{y\beta}}{2 * F_m/b} \quad (1)$$

$K_{H\beta}$	Fattore di distribuzione del carico
$F_{\beta y}$	Errori della linea di contatto (μm)
$C_{y\beta}$	Rigidità d'ingranamento (N/mm/ μm)
F_m/b	Carico medio (N/mm)
$(F_m/b)_{max}$	Carico massimo locale (N/mm)

Gli errori effettivi della linea di contatto $F_{\beta y}$ sono determinati (equazione 52) nell'ipotesi di una componente della distorsione determinata in modo lineare. Il fattore di moltiplicazione 1,33 dell'equazione rappresenta la conversione della curva di distorsione determinata linearmente in curva parabolica reale.

$$F_{\beta\gamma} = F_{\beta\alpha} * \kappa_{\beta} = (1.33 * f_{sh} + f_{ma}) * \kappa_{\beta} \quad (2)$$

- f_{ma} Componente degli errori della linea di contatto dovuta alla fabbricazione (μm)
- f_{sh} Componente degli errori della linea di contatto dovuta alla distorsione (lineare) (μm)
- κ_{β} Fattore di rodaggio

La componente degli errori dovuta alla fabbricazione f_{ma} viene ricavata dalle tolleranze di fabbricazione. Su questo punto, la nuova versione prevede anche una modifica significativa. Se viene utilizzato il metodo abituale di controllo degli ingranaggi, si può usare la seguente formula:

$$f_{ma} = \sqrt{I_{H\beta 1}^2 + I_{H\beta 2}^2} \quad (64)$$

$f_{H\beta}$ Scostamento angolare della linea di contatto secondo ISO 1328 (μm)

Rispetto alla formula precedente: $f_{ma} = \max(f_{H\beta 1}^2, f_{H\beta 2}^2)$, questa formula comporta un aumento del valore e, di conseguenza, un aumento del fattore di distribuzione del carico.

Fattori di distribuzione del carico per gli stadi dei treni epicicloidali

Nella nuova edizione, sono state soppresse le equazioni per il calcolo dei fattori di distribuzione del carico dei treni epicicloidali. La norma presenta una dichiarazione un po' lapidaria che precisa che le equazioni non possono essere utilizzate per i treni epicicloidali, ma che esse "sono completamente utilizzabili per i treni epicicloidali con leggeri adattamenti". Tuttavia, questi "leggeri adattamenti" non sono assolutamente insignificanti. Conclusioni di questo genere possono evidentemente dar luogo a lunghe discussioni. Nel corso di questi ultimi anni, è nettamente aumentata la fabbricazione di treni epicicloidali di grandi dimensioni e di conseguenza l'assenza di formule è molto incresciosa, specialmente in questo caso.

Nel seguito si descriverà la derivazione dei calcoli dei fattori di distribuzione del carico per i satelliti, seguendo strettamente la filosofia della norma ISO 6336. L'allegato D (Parte 1) della norma descrive la derivazione delle formule applicate per una semplice coppia di ingranaggi.

La componente della distorsione f_{sh} è dovuta alla distorsione degli alberi che supportano gli ingranaggi (coppia satellite/solare) per effetto della torsione e della flessione. Al fine di semplificare il calcolo per la coppia satellite/solare, si considera solamente la di-

storsione (sensibilmente più importante) della ruota satellite. L'allegato D della norma contiene una descrizione della modalità di calcolo di questa distorsione. Per il fatto che interessa solamente la variazione della distorsione sulla larghezza, la componente all'estremità sinistra (punto di partenza) ha il valore zero. Negli stadi dei treni epicicloidali si osservano le seguenti distorsioni principali:

- La ruota solare ha più ingranamenti, il che comporta l'annullamento di tutte le forze radiali. Non si ha flessione, la distorsione avviene unicamente per effetto della torsione, ma essa, in un treno epicicloidale semplice, è superiore a quella degli alberi dei satelliti a causa degli ingranamenti multipli, che sono funzione del numero di satelliti.
- La ruota satellite ha due ingranamenti con coppie inverse, per cui non si produce alcuna distorsione da torsione. La flessione può essere calcolata come per l'albero del satellite, ma la forza tangenziale deve essere raddoppiata a causa dei punti d'ingranamento solare/satellite e satellite/corona.
- La distorsione della corona può essere generalmente trascurata.

Di conseguenza, per l'ingranamento solare/satellite si deve considerare la torsione della ruota solare e la flessione dell'albero del satellite, mentre per l'ingranamento satellite/corona si deve considerare la sola flessione dell'albero del satellite.

Per le disposizioni più comuni dei cuscinetti dei satelliti, la flessione viene determinata in modo analitico per analogia con il metodo descritto nella norma ISO 6336. I quattro casi più frequenti sono illustrati in figura 1.

Le equazioni da 3a a 3d danno la componente di flessione in funzione della distanza x dall'inizio della larghezza di dentatura portante sulla ruota satellite. Per il fatto che interessa solamente la variazione della flessione sulla larghezza di dentatura, nelle equazioni è stata soppresa la parte invariabile in modo da otte-

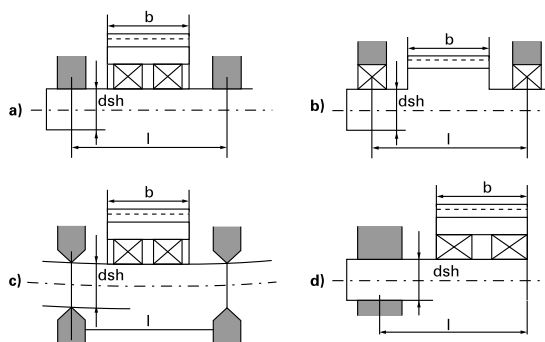


Fig. 1 - Tipi di disposizione dei cuscinetti dei satelliti.
a) Satellite sostenuto da una trave incastrata alle due estremità.
b) Satellite con perni sostenuti da cuscinetti nel portatreno.
c) Satellite sostenuto da una trave supportata su appoggi semplici flessibili a entrambe le estremità (cuscinetti articolati).
d) Satellite sostenuto da una trave incastrata a sbalzo.

neri il valore zero per $f_b(x=0)$. Formule simili si trovano nella letteratura [2]. Le formule per i casi a, b, c, e d della figura 1 sono le seguenti:

$$f_{bpla} = 2 \frac{64 Fm/b}{\pi E_p d_{sh}^4} * [x^4/24 - x^3b/12 - x^2b(3l - 6b + b^2/l)/48 + xb^2(3l - 4b + b^2/l)/48] \quad (3a)$$

$$f_{bpla} = 2 \frac{64 Fm/b}{\pi E_p d_{pla}^4} * [x^4/24 - x^3b/12 - x^2b(l - b)/8 + xb^2(l/8 - b/12)] \quad (3b)$$

$$f_{bpla} = 2 \frac{64 Fm/b}{\pi E_p d_{sh}^4} * [x^4/24 - x^3b/12 - x^2b(l - b)/8 + xb^2(l/8 - b/12)] \quad (3c)$$

$$f_{bpla} = 2 \frac{64 Fm/b}{\pi E_p d_{sh}^4} * [x^4/24 - x^3b/6 + x^2b^2/4 + xbl(l - b)/2] \quad (3d)$$

La distorsione da torsione della ruota solare può essere calcolata con l'equazione (4), ricavata dall'allegato D (f_t in funzione della formula D.1):

$$f_{tso} = p \frac{8 Fm/b}{\pi 0.39 E_{so}} * \left(\frac{b}{d_{so}}\right)^2 * \frac{x}{b} * \left(1 - \frac{x}{2b}\right)$$

- b Larghezza di dentatura portante (zona d'in granamento dei denti) (mm)
- d_{pla} Diametro primitivo della ruota satellite (mm)
- d_{sh} Diametro dell'albero della ruota satellite (mm)
- d_{so} Diametro primitivo della ruota solare (mm)
- E_p Modulo di elasticità di trave/albero della ruota satellite (N/mm²)
- E_{so} Modulo di elasticità della ruota solare (N/mm²)
- f_{bpla} Flessione dell'albero della ruota satellite (mm)
- f_{tso} Distorsione della ruota solare dovuta alla torsione (mm)
- l Lunghezza di trave/albero della ruota satellite (mm)
- p Numero di ruote satelliti
- x Distanza dall'estremità sinistra della larghezza di dentatura (mm)

Per restare il più possibile vicini al metodo della ISO 6336 (e per poter utilizzare la formula 2), si determinano le componenti della distorsione media f_{bmpla} (flessione sulla ruota satellite) e f_{tmsso} (torsione sulla ruota solare).

$$f_{tmsso} = \frac{1}{b} \int_0^b f_{tso}(x) \cdot dx \quad (5f) \quad f_{bmpla} = \frac{1}{b} \int_0^b f_{bpla}(x) \cdot dx \quad (5g)$$

$$f_{bmpla} = 2 \frac{64 Fm/b}{\pi E_p d_{sh}^4} * \frac{b^3}{16} * \left(-\frac{b}{5} + \frac{1}{6} + \frac{b^2}{18l}\right) \quad (5a)$$

$$f_{bmpla} = 2 \frac{64 Fm/b}{\pi E_p d_{pla}^4} * \frac{b^3}{16} * \left(\frac{1}{3} - \frac{b}{5}\right) \quad (5b)$$

$$f_{bmpla} = 2 \frac{64 Fm/b}{\pi E_p d_{sh}^4} * \frac{b^3}{16} * \left(\frac{1}{3} - \frac{b}{5}\right) \quad (5c)$$

$$f_{bmpla} = 2 \frac{64 Fm/b}{\pi E_p d_{sh}^4} * \frac{b^3}{4} * \left(\frac{b^2}{5} - b \cdot l + l^2\right) \quad (5d)$$

$$f_{tmsso} = p \frac{8 Fm/b}{3\pi 0.39 E_{so}} * \left(\frac{b}{d_{so}}\right)^2 \quad (6)$$

Secondo l'equazione D.8 della norma, si ottiene la componente di distorsione lineare degli errori della linea di contatto f_{sh} (in μm) come segue:

$$f_{sh} \text{ (coppia solare/satellite)} = 2000 \cdot (f_{tmsso} + f_{bmpla}) \quad (7)$$

$$f_{sh} \text{ (coppia satellite/corona)} = 2000 \cdot f_{bmpla} \quad (8)$$

Questi valori permettono di determinare, con le equazioni (2) e (1), i fattori di distribuzione del carico per gli ingranamenti delle coppie solare/satellite e satellite/corona.

Calcolo a pressione superficiale (Parte 2)

Il calcolo della resistenza alla pressione superficiale dei fianchi di dentature prevede un ampliamento essenziale per quanto riguarda il fattore di combinazione dei materiali Z_w . In una combinazione tra pignone indurito e ruota dentata non trattata (senza indurimento superficiale), il fianco della ruota meno dura subisce un indurimento per trafileatura a freddo. Questo effetto è noto da tempo e viene considerato nella prima edizione della norma. Tuttavia, finora non è stato preso in considerazione l'effetto della rugosità del pignone. Ciò ha già prodotto numerosi cedimenti sul campo. Un pignone indurito non rettificato può usurare i fianchi di una ruota dentata meno dura, determinando così non l'indurimento di quest'ultima, ma l'accelerazione della sua usura. Nella nuova versione si considera la rugosità del pignone. Il fattore Z_w non può essere superiore a 1,0 se non quando la rugosità del pignone è bassa. Teoricamente il fattore potrebbe anche essere inferiore a 1,0 (in caso di usura accelerata), ma questo effetto è espressamente trascurato nella norma, perché le conoscenze in questo campo sono ancora insufficienti.

Calcolo della resistenza al piede (Parte 3)

Dato che la nuova edizione della Parte 3 presenta un numero insolito di errori di stampa, nel gennaio 2007 è stata pubblicata una versione corretta. Sfortunatamente, è stata corretta solo una parte degli errori importanti di questa edizione.

Determinazione della sollecitazione al piede del dente: solo il metodo B

Per il calcolo del fattore di forma di dentatura Y_{Fp} è stato soppresso il metodo C con il quale si determinava la sollecitazione al piede in maniera semplificata mediante applicazione della forza alla testa del dente. Il solo metodo applicabile d'ora in avanti è il metodo B che è il più esatto per il fatto che, secondo questo metodo, la forza viene applicata sul punto di contatto singolo che si trova più in alto sul dente (punto superiore). Analogamente, sono state soppresse anche le tabelle utilizzate finora per ricavare il valore di Y_F secondo il metodo C. Di conseguenza, i fattori di forma dei denti e di correzione delle sollecitazioni V_F e V_S possono essere determinati esclusivamente con programmi di calcolo, il che corrisponde allo stato attuale della tecnologia.

Sollecitazione al piede per dentatura interna

Uno dei limiti riconosciuti della precedente edizione della norma ISO 6336 (la norma DIN 3990 ha lo stesso problema) è il modo per calcolare la sollecitazione al piede del dente σ_{H0} per gli ingranaggi a dentatura interna. Secondo la nuova versione, questa sollecitazione è calcolata in maniera completamente differente, determinando il profilo generato del dente dall'utensile pignone utilizzato per la fabbricazione. Si ottengono dati molto più vicini alla pratica (braccio di leva di applicazione delle forze, sezione del piede del dente, raggio di arrotondamento) rispetto all'ipotesi precedente della cremagliera di sostituzione. Per questo motivo, i valori dei coefficienti di forma del dente e di correzione della sollecitazione Y_F e Y_S risultano notevolmente modificati nella nuova edizione.

Viene, tuttavia, mantenuta una restrizione che si applica anche agli ingranaggi a dentatura esterna. Si suppone che la sezione critica si trovi sul punto di contatto della tangente a 60° (a 30° per gli ingranaggi a dentatura esterna) (fig. 3). Questa ipotesi ha la tendenza ad essere imprecisa se la geometria dell'ingranaggio si discosta dallo standard (per esempio, nel caso di ingranaggi a dentatura alta o di ingranaggi con angoli di pressione diversi da 20°). In questi casi, il punto di sollecitazione massima può risultare sensibilmente spostato rispetto al punto di 60° (o rispet-

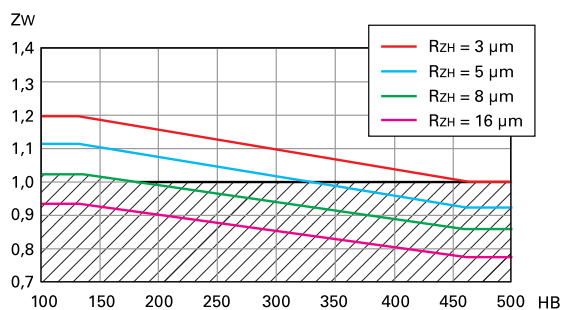


Fig. 2 - Fattore di combinazione dei materiali Z_w per considerare l'indurimento per trafilatura a freddo della ruota dentata non trattata meno dura. Una rugosità troppo importante del pignone trattato (duro) può provocare un'usura per abrasione nella zona tratteggiata. R_{ZH} = Rugosità di riferimento della coppia di ingranaggi.

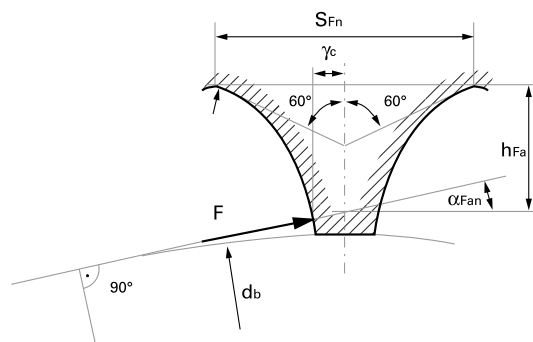


Fig. 3 - Modello di calcolo della sollecitazione al piede del dente per un ingranaggio a dentatura interna.

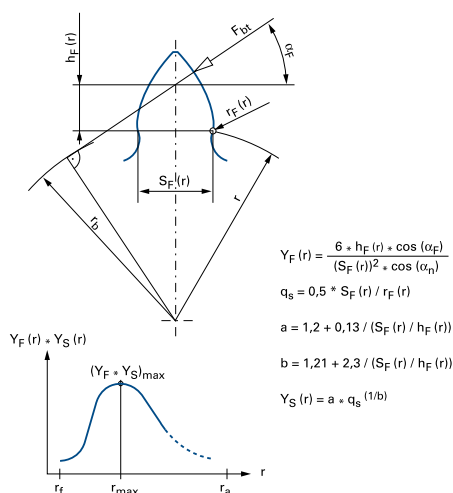


Fig. 4 - Derivazione della sollecitazione al piede del dente su un punto casuale mediante $Y_{F(r)}$ e $Y_{S(r)}$ e determinazione della sezione critica (r_{max}).

tivamente di 30°), e le sollecitazioni della sezione critica possono essere fino al 20% più grandi rispetto alle sollecitazioni nella sezione imposta dalla norma.

Per questo motivo abbiamo sviluppato, in collaborazione con la società Liebherr-Aerospace, un'estensione dell'algoritmo corrispondente, estensione che esiste da parecchi anni e che è stata integrata come opzione nel programma di calcolo KISSsoft [3]. In una pubblicazione di B. Obsieger [4], era stato già proposto nel 1980 un metodo che permette di migliorare notevolmente questo calcolo. Sulla base della forma reale del dente si calcola, per ciascun punto della parte piede del dente, il fattore di forma del dente (Y_F) e il fattore di correzione della sollecitazione

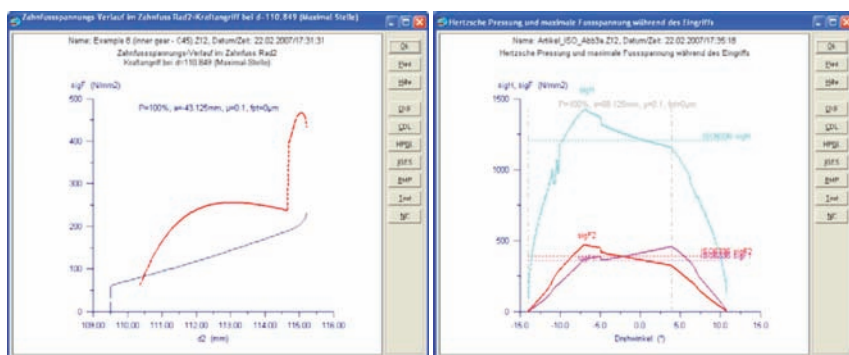


Fig. 5 - A sinistra: curva della sollecitazione al piede del dente su un ingranaggio interno, calcolata secondo il "metodo grafico". **A destra:** curva della pressione di Hertz e delle sollecitazioni massime sul fianco del dente durante il ciclo di ingranamento.

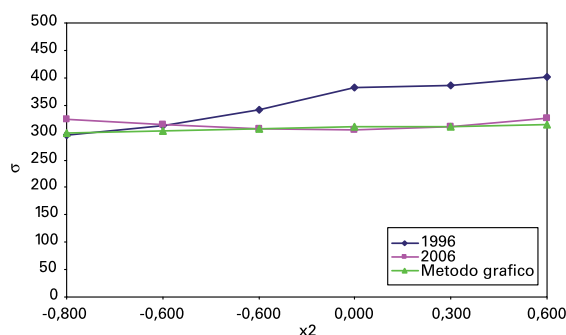
(Y_S), quindi si determina il punto in cui il prodotto ($Y_F \cdot Y_S$) raggiunge il suo valore massimo (fig. 4). Per poter effettuare il calcolo secondo questo metodo, bisogna innanzitutto determinare la forma esatta del dente (sulla base della simulazione della fabbricazione). Questo permette di determinare, per ciascun diametro, lo spessore del dente e il raggio di curvatura del profilo.

Per questa ragione e in analogia con la AGMA 908, abbiamo chiamato questo metodo "metodo grafico" di calcolo delle sollecitazioni. Se si considera, in aggiunta, l'ingranaggio sotto carico (considerando la flessione del dente) si può determinare in modo molto preciso la curva della sollecitazione al piede del dente (figura 5, a sinistra) e la sua variazione durante l'ingranamento (figura 5, a destra).

La figura 6 mostra un confronto tra le sollecitazioni al piede del dente calcolate con i diversi metodi di calcolo (tutti i calcoli sono stati effettuati con il programma KISSsoft). Il "metodo grafico" esatto corrisponde largamente al nuovo metodo di calcolo della norma ISO 6336 per le dentature standard (angolo di pressione 20° e altezza dei denti normale). I risultati variano fino al 30% rispetto all'edizione del 1996.

Si può aggiungere che le corone non sono soggette spesso a rotture dei denti, perché il piede di una dentatura interna è notevolmente più robusto di quello di una dentatura esterna equivalente. Ma, dato che il numero di treni epicicloidali ad alte prestazioni

Fig. 6 - Confronto tra le sollecitazioni al piede del dente σ_{p0} di un ingranaggio a dentatura interna con 20/89 denti; modulo 1,25; coefficiente di spostamento della dentatura $x_1 = 0,3$; utensile pignone $z_0 = 29, x_0 = 0$. Calcolo secondo:
a) ISO 6336:1996;
b) ISO 6336:2006;
c) metodo grafico più preciso (con definizione esatta della forma del dente).



aumenta attualmente in modo considerevole, è una buona notizia quella che si dispone finalmente di un metodo di calcolo più preciso e normalizzato della sollecitazione al piede del dente.

Fattore per la flessione alternata

Il fattore di flessione alternata Y_M (mean stress influence factor) è descritto dettagliatamente nell'allegato B della nuova versione della norma. Per la maggior parte degli ingranaggi, la sollecitazione applicata si trova sempre sullo stesso lato (sollecitazione pulsante dallo zero). Questo fattore considera la riduzione della resistenza del materiale se il dente viene sollecitato alternativamente sui due fianchi (come avviene, per esempio, nelle ruote satelliti). Fino ad ora, la norma prevedeva solamente un valore approssimativo per il caso seguente:

Carico alternato $Y_M = 0,7$

Sollecitazione ripetuta $Y_M = 1,0$

Nell'allegato B (Parte 3 della norma), la nuova versione contiene una nota relativa alla determinazione del fattore per il caso generale. Per una sensibilità alla sollecitazione media M, in funzione del tipo di materiale, e per il rapporto di sollecitazione R, che è comunque moltiplicato per 1,2 (il che è sorprendente), per il caso generale si ha:

$$Y_M = \frac{1,0}{1 - R \frac{1 - M}{1 + M}} \tag{9}$$

R: Rapporto di sollecitazione

M: Sensibilità alla sollecitazione media

A causa della variabilità dei tipi di materiali, si hanno nella nuova versione i valori riportati in tabella 1, che sono validi anche nel caso di una flessione alternata ($R = -1$).

Fattore di dentatura alta Y_{Dr}

Per le dentature con rapporto di condotta ϵ_{an} superiore a 2,0, la forza tangenziale è sempre ripartita su 2 denti e più se la precisione dell'ingranaggio è alta. Questo effetto è stato considerato in modo insufficiente fino ad oggi, perché la deduzione del fattore di forma del dente Y_F parte dal punto di contatto unico d'ingranamento, mentre bisogna utilizzare solamente la metà della forza in caso di rapporto di condotta maggiore di 2,0.

Il nuovo fattore permette di correggere questo problema, ma può essere applicato solamente in caso di qualità estremamente buona (qualità ISO 4 o superiore:

3, 2 o 1). Secondo la nostra esperienza, gli ingranaggi con dentature alte di qualità 6 presentano anche un miglioramento della resistenza, ma sfortunatamente questo effetto non è stato considerato.

Fattore dello spessore di fascia Y_B

Per la fasce di piccolo spessore, la sollecitazione effettiva al piede del dente aumenta. Questo effetto, considerato da molto tempo nella norma americana AGMA 2001, non è stato finora considerato nella ISO 6336. Se lo spessore della corona è inferiore a 1,2 volte l'altezza del dente, questo effetto deve essere considerato. Per le corone molto sottili (spessore inferiore a 0,5 volte l'altezza del dente), si deve fare il calcolo secondo un metodo più preciso. In questo caso viene sempre raccomandato di applicare il metodo descritto nella norma VDI 2737 [5].

Spettri di carico (Parte 6)

La Parte 6 della norma viene pubblicata per la prima volta. Questa parte contiene le specificazioni riguardanti la procedura da seguire per comprovare la resistenza con spettri di carico. Questa parte della norma corrisponde esattamente alla ISO/TR 10495 e alla Parte 6 della norma DIN 3990. Il fatto che gli spettri di carico siano regolati anche da una norma internazionale è un'ottima cosa. In questa sede è inutile trattare in dettaglio questo argomento, perché la Parte 6 della norma DIN 3990-6 si applica da anni.

Sostituzione della norma DIN 3990?

Anche se le modifiche della nuova versione della norma ora descritte sono molto importanti, non è detto che tutti i calcoli secondo ISO 6336:2006 diano risultati completamente diversi da quelli dei calcoli precedenti. Al contrario, nel caso più comune degli ingranaggi a dentature esterne che hanno la stessa durata, i risultati sono normalmente gli stessi.

Invece, per gli ingranaggi a dentature interne le modifiche sono importanti. Dato che si tratta di un netto progresso nella concezione più esatta degli ingranaggi a dentature interne, è completamente giustificato chiedersi se la norma DIN 3990 non necessiti di una nuova edizione. Secondo le informazioni dell'autore, la norma DIN 3990 sarà probabilmente sostituita dalla norma ISO 6336, il che significherebbe che la norma dovrà essere pubblicata in lingua tedesca con la denominazione DIN ISO 6336.

Sviluppi futuri

Nel complesso, la seconda edizione della norma ISO 6336 "Calcolo della capacità di carico degli ingranaggi cilindrici" rappresenta un ampliamento vantaggioso del metodo di calcolo della resistenza degli ingranaggi cilindrici. In questa nuova versione è stato inserito un certo numero di effetti finora poco o addirittura per niente considerati. Per le formule riguardanti il fattore di distribuzione del carico nei treni epicicloidali soppresse senza sostituzione, la derivazione sopra descritta costituisce una valida alternativa. Nella Commissione Tecnica dell'ISO si prevedono ancora altre modifiche per il futuro. Le prossime evoluzioni per l'edizione 2011 della norma riguarderanno una più attenta considerazione degli effetti associati agli elevati angoli d'elica ($\beta > 15^\circ$) e l'introduzione di un metodo di calcolo per il micropitting. ■

TAB. 1 - FATTORE Y_M PER CARICO

Acciaio da cementazione	0,75
Acciaio da cementazione pallinato	0,70
Acciaio da nitrurazione	0,65
Acciaio temprato alla fiamma o per induzione	0,70
Ghisa	0,70

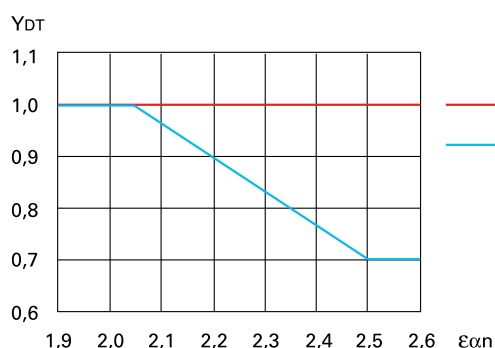


Fig. 7 - Fattore di dentatura alta Y_{DT} in funzione del rapporto di condotta.

a: qualità di dentatura 5 o inferiore; b: qualità di dentatura 4 o superiore.

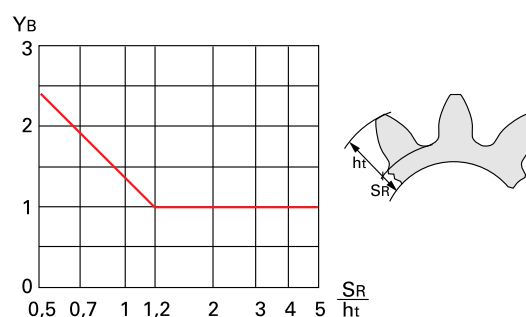


Fig. 8 - Fattore di spessore della corona Y_B (qui: ingranaggio esterno).

naggi cilindrici" rappresenta un ampliamento vantaggioso del metodo di calcolo della resistenza degli ingranaggi cilindrici. In questa nuova versione è stato inserito un certo numero di effetti finora poco o addirittura per niente considerati. Per le formule riguardanti il fattore di distribuzione del carico nei treni epicicloidali soppresse senza sostituzione, la derivazione sopra descritta costituisce una valida alternativa. Nella Commissione Tecnica dell'ISO si prevedono ancora altre modifiche per il futuro. Le prossime evoluzioni per l'edizione 2011 della norma riguarderanno una più attenta considerazione degli effetti associati agli elevati angoli d'elica ($\beta > 15^\circ$) e l'introduzione di un metodo di calcolo per il micropitting. ■

Bibliografia

- [1] ISO 6336: Calculation of load capacity of spur and helical gears, Part 1, 2, 3 and 6, 2006.
- [2] Dubbel: Taschenbuch für den Maschinenbau, 20a edizione, pp. C22-C25.
- [3] www.kisssoft.ch
- [4] Obsieger B.: Zahnformfaktoren von Aussen- und Innenverzahnungen, Konstruktion 32, 1980, pp. 443-447.
- [5] VDI 2737: Berechnung der Zahnfußtragfähigkeit von Innenverzahnungen mit Zahnkranzeinfluss, 2005.