#### normativa

Angelo Cortesi - Titolare del Mollificio Co. El e Presidente Anccem

# Tolleranze delle molle: problema o opportunità?

Parlare di tolleranze delle molle, spesso e volentieri vuol dire parlare di qualcosa di molto fumoso, poco definito. Usate dai mollifici poco e male e quasi ignorate dai loro clienti, le tolleranze raramente sono pensate come uno strumento professionale per definire in tutte le sue parti un progetto o un disegno. Sovente poi, purtroppo, si arriva a definirle sommariamente anche quando il prodotto è già in lavorazione.

Fissare le tolleranze, invece, è molto importante. Vediamo perché.

Per parlare di tolleranze delle molle dobbiamo innanzitutto evidenziare tre punti che non sono poi così scontati come può sembrare:

#### 1) Le tolleranze fanno parte del progetto della molla stessa

È utile ripeterlo perché molto importante: le tolleranze sono parte del progetto e spesse volte se sono troppo strette sono indice di cattiva progettazione (ma non si deve dire!). Purtroppo, come succede spesso durante la progettazione di un oggetto o di un componente, l'esigenza di una molla nasce quando l'oggetto stesso è già in fase avanzata di sviluppo, per cui lo spazio necessario per inserire una molla adequata non esiste quasi mai. Da qui la necessità di progettare molle sottodimensionate che lavorano con  $\tau$  (Tau) o  $\sigma$  (Sigma) vicine o sopra il limite di snervamento. E se non si è pensato alla molla figuriamoci se si sono tenute presenti le possibili variazioni delle dimensioni durante la produzione.

L'esperienza ci porta a sostenere che una progettazione attenta che tenga conto anche di queste variabilità nella produzione, può realizzare un oggetto ben funzionante senza dover contenere le variazioni in modo eccessivo, rendendo i processi faticosi e costosi anche quando queste necessità sono dettate da esigenze di montaggio.

### 2) Le tolleranze sono una delle condizioni di vendita

Le tolleranze condizionano direttamente il prezzo della molla. Per questo motivo dobbiamo imparare ad esplicitarle già nell'offerta.

Infatti, costruire molle con tolleranze di grado due o uno, con CPK specificato magari di 1,25 non è la stessa cosa. Addirittura se la tolleranza che necessita il cliente è strettissima, extra norma tanto per capirci, potrebbe essere necessario controllare al 100% il lotto, scartando i pezzi fuori misura. È evidente che questo processo rappresenta un onere maggiore per il mollificio che è obbligato a riversarlo sul prezzo finale causandone una maggiorazione che potrebbe anche essere notevole.

Pertanto definire le tolleranze più ampie possibili andando a verificare realmente i limiti di funzionalità della molla senza farsi condizionare dai valori assoluti, può diventare in termini economici, un affare per il cliente.

#### 3) Le molle hanno tolleranze proprie

Le molle non possono essere considerate come dei pezzi torniti o rettificati e non è possibile applicare loro le tolleranze ISO riferite a queste produzioni. *Le molle hanno bisogno di tolleranze proprie,* ben diverse dalle ISO citate prima. Questo i mollifici lo sanno, ma succede che anche coloro che applicano la norma spesso trovano resistenze da parte dei progettisti. Se si propone una lunghezza ± 3 mm, capita che il tecnico di turno ci rimanga male e dica a bassa voce: «Ma non si può fare meno?».

Quando gli si fa notare che variando in quei 6 mm si resta comunque all'interno del 70% della tolleranza del carico, si tranquillizza. Di fatto c'è un atteggiamento ostico e riluttante ad accettare le tolleranze definite dalle norme. Ma noi mollisti siamo certi di non avere delle colpe in tutto questo? Siamo certi di non aver lasciato o delegato, soprattutto nel passato, queste incombenze a persone esterne al mollificio prive di competenze adeguate? Oggi per ottemperare alle disposizioni dell'ISO

## **Tolerance of springs: problem or opportunity?**

The tolerances of springs are not much used by companies that produce springs and are almost ignored by customers. However, they are a professional tool that may allow to define a project in every part and it is therefore important to set them carefully. During the planning stage, it is advisable to keep in mind that the tolerances are part of the project of the spring itself. A careful planning, that considers also the variability that characterizes production, can carry out a correctly operating manufactured product without restraining the variations in an excessive way. In addition, the tolerances are one of the sale conditions and affect the price of the spring. For this reason, it is necessary to render they explicit in the proposal. In addition, it is necessary to keep in mind that the springs have peculiar tolerances: they cannot be considered as turned or ground pieces and it is impossible to apply ISO tolerances to these productions. In any case, a tolerance is proposable if it is consistent and believable with reference to the quantity it represents and is easy to determine and use. This study addresses producers of springs and their customers in order to help them to understand some aspects concerning tolerances of springs and deal with this problem in a more realistic way. It is desirable that the tolerances will be soon regulated by an International organization, such as ISO or CEN, and that the interested association commit themselves so that this may happen.

9001, abbiamo l'obbligo di definire nella prima fase contrattuale (prima della produzione), insieme alla fattibilità e al progetto della molla, anche le tolleranze che gli sono proprie (ISO 9001-2000 punto 7.2.1 e 7.2.2).

Ma come fare praticamente, visto che delle decine di offerte che spesso facciamo ogni giorno ne vanno in porto solo una minima parte e il tempo non è mai abbastanza neppure per fare le cose normalmente? Ci possono aiutare proprio le norme: in questa prima fase ci si può limitare, se non ci sono tolleranze specificate, a definirle genericamente, tra le altre condizioni di vendita (perché sono una condizione di vendita), citando la norma e il grado di qualità che si intende applicare in funzione del prezzo riportato. È evidente che questo si può fare quando si parla di molle di compressione di trazione o di torsione.

Viceversa oggi esiste una grande famiglia di molle, quelle chiamate molle sagomate in filo o nastro, fabbricate da moltissimi mollifici, che non sono governate da nessuna norma specifica. Questo è un bel problema e speriamo che in un prossimo futuro qualcuno ci possa dare una mano (Anccem dal canto suo sta valutando la possibilità di creare una guida che cerchi di colmare questo vuoto normativo).

Prima di analizzare la situazione attuale, è importante affermare che una tolleranza è proponibile se è coerente e credibile rispetto alla grandezza che rappresenta e se oltremodo è semplice da individuare e usare. Coerente significa semplicemente che se una grandezza è rappresentata da due valori diversi, quello più grande deve avere una tolleranza proporzionalmente più grande. In ultima analisi: 2 valori diversi 2 tolleranze diverse proporzionali. Credibile significa che i valori indicati da formule o tabelle devono essere seri, sostenibili dal mollificio e accettabili per il cliente. Avremo modo di riprendere questo concetto più avanti e di esemplificarlo.

#### La situazione in Europa e nel mondo

Il problema tolleranze è tanto pressante, che l'ISO ha deciso di cercare di colmare questa lacuna a livello mondiale istituendo il comitato TC 227 Springs che si sta occupando appunto di tolleranze. Purtroppo però tutto questo lavoro sta andando a rilento: il comitato si riunisce una volta l'anno (ad ottobre 2007 si è riunito a Beijing in Cina e il giorno dopo a Tokio; a novembre 2008 si è riunito a Bankog) e questo da almeno 4 anni. In aggiunta il tema si è allargato necessariamente al vocabolario. Prima di definire le tolleranze giustamente si devono

definire termini e nomenclatura. Ci sarà quindi la rivisitazione della ISO 2162. Si è inoltre perso molto tempo per testare e approvare una formula per calcolare la tolleranza sulla Rigidità, fortemente sostenuta dai giapponesi. Chissà a quando una norma ISO...

Viste le lungaggini, il CEN, l'ente europeo di normazione, ha ripreso gli stessi lavori in modo autonomo, lavori peraltro già iniziati qualche



# normativa

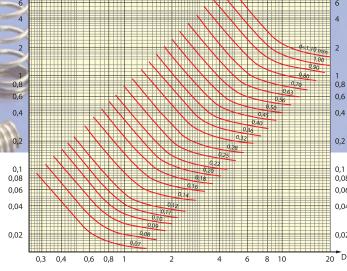
anno fa, ma poi sospesi per motivi di costo, quando l'ISO aveva cominciato a sua volta ad interessarsi dello stesso problema.

Inoltre l'Europa è contraria all'eliminazione del grado uno (il più ristrettivi) che l'ISO sta cercando di portare avanti, con il sostegno di americani e inglesi.

Attualmente (presentata ad aprile 2008), c'è allo stato di Pr (provvisorio) in "final draft" la EN 15800, norma riguardante le tolleranze per le molle di compressione, che presto dovrebbe essere adottata in modo definitivo visto che i vari enti normatori nazionali hanno già dato il loro assenso.

#### ...e in Italia

La situazione italiana non è felice. Le tolleranze delle molle erano trattate nella 7900/4 per le molle di compressione e nella 7900/7 per quelle di trazione. La parte 4<sup>^</sup> è stata ritirata, la 7<sup>^</sup> invece continua ad esistere. Per le molle di torsione, addirittura non è mai stato previsto un paragrafo "tolleranze". Le uniche due righe trovate nella norma rimandano ad accordi "ad personam" tra cliente e fornitore.



Anccem, in attesa che venga promulgata una norma ISO o EN ha dato indicazione di utilizzare le norme DIN. I motivi sono ovvi: a) Le DIN sono molto diffuse e usate soprattutto in Europa b) Le nuove norme internazionali erediteranno quasi tutto o gran parte dalla DIN.

Pertanto le norme che c'interessano sono le seguenti:

- DIN 2095 per molle di compressione
- DIN 2097 per molle di trazione
- DIN 2194 per molle di torsione Facciamo alcune brevi considerazioni su queste norme ricordandoci che le DIN, come le UNI, prevedono 3 gradi di qualità, esattamente 1, 2, e 3 con Q che vale rispettivamente 0,63, 1,00 e 1,60. Tutti e 3 i gradi sono prescrivibili, ma 0,63 (il grado uno) secondo il comitato CEN BT/TF 196 Springs, non sopporta quasi mai Cpk 1,33 e ha costi più alti per mantenere la produzione in tolleranza.

#### Molle di compressione

Fig. 2 -

diagramma per

ricavare il valore

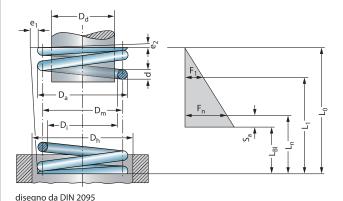
di af da DIN 2095

La prEN 15800-2008 non è nient'altro che la prEN x2095 del 2004, che a sua volta è tale e quale alla DIN 2095 con due appendici in aggiunta: nella prima sono state inserite le formule per calcolare "af e kf", nella seconda un esempio di disegno da utilizzare. Pertanto da qui in poi verrà usata la nuova EN in stato provvisorio sapendo che non c'è differenza con la DIN.

Le grandezze che prendiamo in considerazione sono D, L0 e F. Si può dire che le due norme sono abbastanza simili, la EN è leggermene più restrittiva (circa un 5% sia su carico che lunghezza). Su entrambe le grandezze esistono delle formule che utilizzano 2 coefficienti "af e kf" e sia nella DIN che nella UNI c'erano dei diagrammi approssimativi che si prestavano ad errori di lettura.

Oggi il comitato Springs ha già sviluppato le formule per calcolare questi coefficienti e, come abbiamo detto, sono inserite nell'appendice A della EN.

La tolleranza sul diametro A<sub>n</sub>, per entrambe le norme, si ricava da una tabella. È alquanto strano che, disponendo già di una formula, prevista per altro nella bozza di norme ISO e usata già nella DIN 2194 per calcolare la tolleranza sul



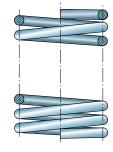


Fig. 1 - Esempio di molla di compressione

Tab. 1 - Esempio tolleranze di molla a compressione tra più norme comparate

		EN 15800	UNI 7900	ISO TC227
Tolleranza A <sub>L0</sub>	mm±	± 2,88	± 3,03	± 2,88
Tolleranza A <sub>D</sub>	mm±	± 0,45	± 0,45	± 0,44
Tolleranza A <sub>F</sub>	Ν±	± 5,64	± 5,90	± 5,64
Tolleranza A <sub>N</sub>	n°±		± 1,05	± 0,25
Tolleranza su F usano	do R N±			± 4,09
Tolleranza e <sub>1</sub>	mm±	± 4,00	± 4,00	± 4,32
Tolleranza e <sub>2</sub>	mm±	± 0,60	± 0,60	± 0,60

diametro della molla di torsione, non sia stata inserita nell'appendice per sostituire le tabelle che appartengono come modalità di "calcolo" al passato.

I valori di e<sub>1</sub>, la perpendicolarità con il piano di appoggio, ed e<sub>2</sub>, il parallelismo con il medesimo piano, sono pressoché identici e la norma dice che si possono prescrivere solo con molle con terminali chiusi e molati. L'esempio che analizziamo è rappresentato da una molla di filo d=2 De=24 spire utili=12

L0=80 L1=50 F1=50,87 N Grado di qualità 2 con Q=1. Notiamo che la nuova EN, oltre che alla leggera differenza già sottolineata prima, sul carico e la lunghezza, è praticamente uguale alla UNI ad eccezione della tolleranza sulle spire totali. La DIN, infatti, non tollerava questa grandezza perché permetteva al costruttore di variare le spire per centrare il valore del carico. Naturalmente la EN derivando al 100% dalla DIN ne importa questa filosofia. Sia la EN che la UNI non

prevedono tolleranze sulla rigidità, al contrario la nuova ISO la prevede. L'ultimo punto da segnalare, per quanto riguarda la tolleranza sul diametro, è l'uso della formula nella ISO e una lunga tabella per la EN, che tiene conto di 3 parametri: valore del diametro, valore del rapporto di avvolgimento e grado di qualità.

Formula ISO per tolleranza diametro

$$A_D = \pm 0,025 * Q * \frac{D}{d^{0,17}}$$

Utilizzare questa formula avrebbe significato semplificare l'applicazione di questa tolleranza.

#### Tab. 2 - Tolleranze per il diametro ricavate da EN 15800-2008

		Tolleranze ammissibili A <sub>D</sub> in mm								
D		grado di qualità 1 con rapporto d'avvolgimento w		grado di qualità 2 con rapporto d'avvolgimento w		grado di qualità 3 con rapporto d'avvolgimento w				
> di	Fino a	4 a 8	8 a 14	14 a 20	4 a 8	8 a 14	14 a 20	4 a 8	8 a 14	14 a 20
0,63	1	± 0,05	± 0,07	± 0,1	± 0,07	± 0,1	± 0,15	± 0,1	± 0,15	± 0,2
1	1,6	± 0,05	± 0,07	± 0,1	± 0,08	± 0,1	± 0,15	± 0,15	± 0,2	± 0,3
1,6	2,5	± 0,07	± 0,1	± 0,15	± 0,1	± 0,15	± 0,2	± 0,2	± 0,3	± 0,4
2,5	4	± 0,1	± 0,1	± 0,15	± 0,15	± 0,2	± 0,25	± 0,3	± 0,4	± 0,5
4	6,3	± 0,1	± 0,15	± 0,2	± 0,2	± 0,25	± 0,3	± 0,4	± 0,5	± 0,6
6,3	10	± 0,15	± 0,15	± 0,2	± 0,25	± 0,3	± 0,35	± 0,5	± 0,6	± 0,7
10	16	± 0,15	± 0,2	± 0,25	± 0,3	± 0,35	± 0,4	± 0,6	± 0,7	± 0,8
16	25	± 0,2	± 0,25	± 0,3	± 0,35	± 0,45	± 0,5	± 0,7	± 0,9	± 1,0
25	31,5	± 0,25	± 0,3	± 0,35	± 0,4	± 0,5	± 0,6	± 0,8	± 1,0	± 1,2
31,5	40	± 0,25	± 0,3	± 0,35	± 0,5	± 0,6	± 0,7	± 1,0	± 1,2	± 1,5
40	50	± 0,3	± 0,4	± 0,5	± 0,6	± 0,8	± 0,9	± 1,2	± 1,5	± 1,8
50	63	± 0,4	± 0,5	± 0,6	± 0,8	± 1,0	± 1,1	± 1,5	± 2,0	± 2,3
63	80	± 0,5	± 0,7	± 0,8	± 1,0	± 1,2	± 1,4	± 1,8	± 2,4	± 2,8
80	100	± 0,6	± 0,8	± 0,9	± 1,2	± 1,5	± 1,7	± 2,3	± 3,0	± 3,5
100	125	± 0,7	± 1,0	± 1,1	± 1,4	± 1,9	± 2,2	± 2,8	± 3,7	± 4,4
125	160	± 0,9	± 1,2	± 1,4	± 1,8	± 2,3	± 2,7	± 3,5	± 4,6	± 5,4
160	200	± 1,2	± 1,5	± 1,7	± 2,1	± 2,9	± 3,3	± 4,2	± 5,7	± 6,6



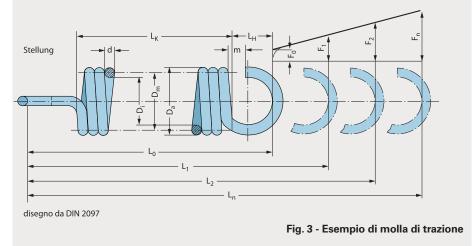
A nostro avviso la si può utilizzare tranquillamente in sostituzione delle tabelle in quanto il risultato è molto simile, sperando che al più presto qualcuno si avveda di questo grossolano errore.

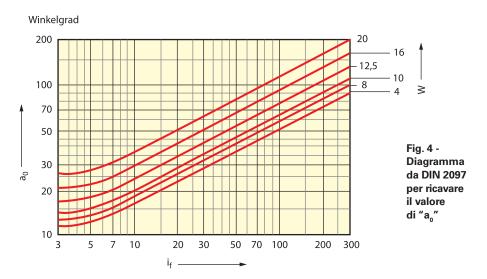
Riteniamo che le tolleranze ricavate da questa norma siano coerenti e credibili. Si tratta solo di usarle in modo costante.

#### Molle di trazione

Consideriamo solo le molle costruite con acciaio incrudito per trafilatura (per la UNI 7900 molle di classe R). Per quanto riguarda la lunghezza, sia la UNI 7900-7 che la DIN 2097 nel caso di molle con precarico utilizzano una tabella che considera la lunghezza e il rapporto di avvolgimento della molla, con l'unica differenza che la DIN pone il massimo di tale rapporto pari a 12 mentre la UNI arriva fino a 20. Invece per le molle senza precarico entrambe le norme adottano una formula abbastanza simile: la UNI 7900-7 somma al valore risultante anche il valore previsto per il precarico.

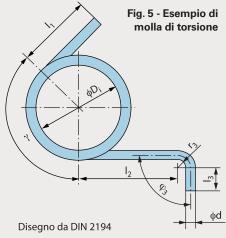
La molla di esempio è una molla con precarico, in filo d=1 De=9 spire=20 freccia=15 F1=19,70 N Grado di qualità 2 con Q=1 Per il diametro, sia la UNI che la DIN, usano una tabella che considera il valore nominale e il rapporto di avvolgimento. Inoltre la DIN non tollera il precarico  $F_0$  e il numero di spire, la cui massima variabilità è fissata dalla tolleranza sulla posizione degli occhielli, per altro identica tra le varie norme.





comparate					
			DIN 2097	UNI 7900	ISO TC227
Tolleranza	$A_{L0}$	mm±	± 0,80	± 0,80	± 0,80
Tolleranza	$A_{D}$	mm±	± 0,25	± 0,25	± 0,20
Tolleranza	$A_{F}$	N±	± 2,28	± 1,02	± 2,28
Tolleranza	A <sub>N</sub>	n°±		± 1,50	
Tolleranza	$A_{F0}$	N±		± 0,71	
Tolleranza	A <sub>o</sub>	deg±	± 26,00	± 26,00	± 25,00





Rispetto alla bozza di ISO in studio si segnala per il diametro l'uso della solita formula già citata e l'introduzione di una nuova formula per la possibile variazione della posizione degli occhielli. La formula è sicuramente molto più pratica rispetto alla ricerca del coefficiente "a<sub>0</sub>" su varie curve rappresentanti il rapporto

di avvolgimento disegnate in un grafico.

#### Molla di torsione

Le tolleranze di queste molle le troviamo nella DIN 2194 del 2002. È una norma recente, nata staccata da quella che ne definisce il calcolo, la DIN 2088, e sembrerebbe nascere proprio per riempire un vuoto.

A livello internazionale c'è uno studio di fine 2004 che considerava la situazione mondiale dei principali enti normatori, che avrebbe dovuto essere la base per una bozza di documento in ambito ISO o EN; purtroppo, di questa bozza, non abbiamo trovato nulla.

Pertanto l'analisi toccherà esclusivamente la DIN già citata.

Analizzando la norma si è riscontrato un ritorno al passato che non ha ormai più senso.

a) Si è ripreso ad usare in maniera massiccia coefficienti ricavati da tabelle.

b) Tolleranze importanti, come quella sul Momento  $A_{\rm M}$  e sulla posizione dei terminali  $A\gamma$ , non rientrano nei requisiti di proponibilità espressi in precedenza. Alcune tolleranze restano fisse pur cambiando la grandezza che rappresentano, altre sono ampiamente esagerate, creando situazioni imbarazzanti con i clienti. Ma andiamo per ordine.

Le grandezze considerate sono il diametro, il Momento, l'angolo  $\gamma$  (posizione dei gambi), la lunghezza del gambo, la lunghezza del corpo molla.

Inoltre per le pieghe sul gambo si può contare sulla tolleranza del raggio e dell'angolo di piegatura.

Per capire presentiamo un esempio. Filo 2 inox De=17 spire=16  $\alpha$ =40° Momento=130,90 N Grado qualità 2 con Q=1

Tab. 4 - Esempio molla torsione con tolleranze								
** Verifica **		Momento	TOLLERANZE DIN 2194		TOLL. Nuove			
filo = d	mm	2,00	130,90 N	diametro A <sub>D</sub>	±0,33	mm		
Diam medio = D	mm	15,00		momento A <sub>M</sub>	±175,70	N/mm	±71,80	N/mm
spire att = n	n°	16,00	$\sigma = 167 \text{ N/mm}^2$	pos. gambi Αγ	±54,00	gradi	±13,00	gradi
$Gambo = I_1$	mm	25,00	$\sigma_{q} = 187 \text{ N/mm}^2$	lung. Lib. A <sub>L0</sub>	±3,91	mm		
ang. di lav. alfa = $\alpha$	gradi	40,00		lung.gambo A	±1,20	mm	±0,70	mm
grado Q		1,00		raggio pieg A <sub>r1</sub>	+0,80	mm		
E <sub>20</sub>	Мра	180.000,00		ang. Pieg. $A_{\varphi_1}$	±3,00	gradi		
Rm	Мра	1.680,00						
Peso Specifico		7,81						
K <sub>s</sub>		90,00	Cambia con tipo di materiale					
Coeff. A		0,80	Cambia con variare lunghezza gambi					



Tab. 5 - Tolleranze a confronto					
Freccia α	Momento	Tolleranze Din 2194	Tolleranze Nuove		
20	65,5 N	±175,7 N	±51,9 N		
50	163,6 N	±175,7 N	±79,8 N		
200	654,5 N	±175,7 N	±153,0 N		

Tab. 6 - Valori di Ks					
Materiali	UNI EN 10270-1 UNI EN 10270-2	UNI EN 10270-3	UNI EN 12166		
Ks	104	90	54		

Osserviamo una ad una le tre situazioni che ci hanno indotto a riformulare il calcolo di queste tolleranze e cerchiamo di dare una spiegazione.

• La tolleranza sul Momento è molto più grande del Momento stesso e ripropone lo stesso valore pur cambiando sensibilmente la forza di riferimento.

Se osserviamo la Tabella 5 ci rendiamo conto che la formula sulla tolleranza del Momento è completamente slegata dal Momento stesso e non cambia mai sia che esso valga 1 oppure 1000.

Inoltre il Momento fino ad un angolo di torsione di 54°, applicata la tolleranza, resta negativo, ed anche se il fenomeno non può essere eluso, 54° ci sembrano eccessivi. Partendo da queste osservazioni, ci è sembrato doveroso tentare di riformularne il calcolo. Infatti, il peso della nuova proposta, parte da un 75% (non da

268%) e arriva fino ad un 22,4% del valore della grandezza, rispetta una certa proporzionalità e va in negativo solo sotto i 12°.

$$A_{M} = \pm 0, 1 * M^{0,32} * \alpha^{0,15} *$$

$$* k_{s} \left( 0,04 + \frac{d^{2,3}}{n^{0,24} * \sqrt{w}} \right) * Q$$

Nuova formula in fase di test

Eliminare questo problema completamente non è possibile e ciò si spiega soltanto con la necessità di avere, da un lato, una tolleranza sulla posizione dei gambi  $(A\gamma)$ , invariabile al variare del Momento torsionale, che risponda ai requisiti di proponibilità espressi all'inizio di questa relazione e dall'altro, la necessità che  $A\gamma$  moltiplicata per  $R_{MR'}$  la rigidità angolare, sia inferiore (coerenza tra queste grandezze) a  $A_{M'}$ , la tolleranza sul momento.

Pertanto, continuando a diminuire l'angolo di torsione, dapprima verrà meno la coerenza, poi ad un certo punto  $A_{\rm M}$  diventerà inevitabilmente più grande della grandezza che rappresenta. Anche la formula utilizzata dai giapponesi ha questo problema (JIS B2709), e con questo stesso esempio,  $A_{\rm M}$  diventa più grande sotto un angolo di torsione di 15°.

• La formula utilizza un coefficiente (K<sub>s</sub>) che lega il Momento al modulo di elasticità, quindi al materiale, con un valore prefissato.

Quarant'anni fa, quando ancora non esisteva il computer, diagrammi e tabelle potevano semplificare la vita, oggi una formula è molto più pratica rispetto a una qualsiasi tabella.

$$Ks = 0,00032738 \cdot E^{1,035}$$
 [con E=180.000  $K_c = 90$ ]

Inoltre la formula in questo caso risolve anche i problemi legati a differenze tra materiali dello stesso tipo, per esempio tra un 1.4568 (AISI 631) e un 1.4401 (AISI 316) che attualmente sono rappresentati da un unico coefficiente (90), ma in realtà sono molto differenti.

• La tolleranza sulla posizione dei gambi è un'altra situazione "imbarazzante" che andava corretta. L'esempio che stiamo analizzando è emblematico: ±54° è davvero improponibile (vedi Tabella 3) e anche quando si applicasse il grado di qualità 1 la tolleranza diventa ±34°. Ancora tanti!



$$A_v = \pm (1,1+0,07n) \cdot 2,1 \sqrt{w} \cdot Q^{0,95}$$

Nuova formula per tolleranza posizione gambi

Questa la nuova formula sembra dare buoni risultati; è sicuramente un passo avanti, ma ne andrebbe testata l'affidabilità e soprattutto si dovrebbe capire, utilizzandola in produzione, quale Cpk permette di garantire al lotto in fabbricazione.

• Altro problema sorge usando la formula per il calcolo della tolleranza sulla lunghezza del gambo. Essa utilizza un altro inutile coefficiente fisso, che delimita 5 fasce di lunghezze diverse da mm 0,5 a mm 1000; pertanto la tolleranza cambia drasticamente nel passaggio da una fascia all'altra per poi avere lo stesso valore sull'ampiezza della stessa. Un esempio semplice che considera varie lunghezze con grado di qualità 2. Si nota subito l'effetto fasce citato prima. La formula al contrario offre una linearità impressionante.

 $A_n = \pm 0.25 \cdot d^{0.15} \cdot IG^{0.30} \cdot Q$ 

Nuova formula per lunghezza gambi

Poiché i valori sono molto più restrittivi della norma in uso tutte e tre queste formule di recente studio devono essere testate su numerosi lotti per verificarne l'effettiva capacità del processo, test che si stanno compiendo in Anccem per opera del comitato tecnico.

• Per il diametro molla si utilizza la ormai collaudata formula che abbiamo già trovato sia nella molla di compressione che in quella di trazione. Prima di chiudere, una nota per i fabbricanti di molle: la tolleranza  $A_{\rm rl}$  sul raggio di piegatura e  $A\phi$  sull'angolo di piega  $\phi$  (phi) con la formula precedente per la lunghezza del gambo ci possono aiutare a definire le tolleranze sulle molle sagomate, quelle costruite con le springformer, ma questo è un argomento che affronteremo in un'altra occasione.

#### Conclusioni

Ci auguriamo che questo breve trattato sulle tolleranze possa servire ai fabbricanti di molle e ai loro clienti per fare un po' di chiarezza e per accostarsi a questo problema in modo più realistico. Lo scopo primario di queste riflessioni è di introdurre tutti all'uso intelligente degli strumenti che abbiamo a disposizione. Auspichiamo che presto le tolleranze siano regolamentate da un organismo internazionale come l'ISO o il CEN e che le associazioni interessate spingano perchè questo avvenga.

Nel frattempo, comunque, usando le norme, conoscendone bene pregi e difetti, possiamo risolvere i problemi con i clienti.

Il nostro punto di forza deve essere la capacità di spiegare al cliente dove la norma è difettosa e concordare con lui un'applicazione corretta.

Questo articolo completa la relazione presentata dall'autore al Convegno Nazionale Anccem, tenutosi a Roncadelle (BS) il 16/5/08. La prima parte è uscita sul fascicolo di dicembre 2008.

# Tab. 7 - Tolleranze a confronto riferite a varie lunghezze di gambi con filo $\emptyset$ 1,20

Lunghezza gambi	Tolleranza Din 2194	Tolleranze nuove
7 mm	± 1,04 mm	± 0,46 mm
30 mm	± 1,04 mm	± 0,71 mm
33 mm	± 1,54 mm	± 0,73 mm
120 mm	± 1,54 mm	± 1,08 mm
125 mm	± 2,14 mm	± 1,09 mm
399 mm	± 2,14 mm	± 1,55 mm
408 mm.	± 3,44 mm	± 1,56 mm

#### Legenda

M = momento della molla

d = diametro filo

D = diametro medio molla

n = spire attive

w = indice della molla (D/d)

Q = grado di qualità

IG= Lunghezza Gambo