

Progettazione di giunti scanalati: compensazione dei disallineamenti

QUANDO SI PROGETTANO GIUNTI SCANALATI OCCORRE TENER CONTO ANCHE DEI POSSIBILI DISALLINEAMENTI FRA GLI ALBERI. LA CAPACITÀ DI COMPENSAZIONE DEL DISALLINEAMENTO DI UN GIUNTO SCANALATO PUÒ ESSERE INCREMENTATA MEDIANTE L'INTRODUZIONE DI UNA BOMBATURA LONGITUDINALE DI FIANCO. L'INFLUENZA DEI DISALLINEAMENTI SULLA RESISTENZA DELL'ACCOPIAMENTO PUÒ ESSERE VALUTATA CON UN CALCOLO FEM. NEL PRESENTE ARTICOLO È PROPOSTO UN MODELLO GEOMETRICO DI GIUNTO SCANALATO CON BOMBATURA LONGITUDINALE DEL FIANCO PER LA COMPENSAZIONE DEL DISALLINEAMENTO.

I giunti scanalati sono comunemente utilizzati per trasmettere coppia e velocità da un albero al suo mozzo e viceversa, impedendo i movimenti in direzione periferica. Un giunto scanalato ha una capacità di carico superiore a quella di un collegamento con linguetta, perché è come se vi fossero più linguette in presa. Inoltre, consente un certo disallineamento parallelo e angolare tra gli alberi collegati e il relativo scorrimento tra albero e mozzo. I denti possono essere a fianco diritto o bombato. I giunti scanalati a evolvente possono essere visti come un ingranaggio con un profilo speciale in linea con le normative internazionali e nazionali. La Society of Automotive Engineers (SAE) ha pubblicato lo standard ANSI B92.1. L'ultima edizione è [1], approvata dall'American National Standards Institute, come risultato di uno sforzo congiunto del "SAE Involute Splines, Serrations and Inspection Committee" e dell'"ANSI Standards Committee B92", che riporta le linee guida per la progettazione e l'ispezione di giunti scanalati con profilo ad evolvente. L'American Gear Manufacturers Association (AGMA) ha recentemente pubblicato il foglio informativo AGMA 945-A18 [2], che tratta i giunti scanalati a fianchi paralleli e a evolvente. In tale documento sono riportate informazioni sulla geometria, le tipologie di accoppiamento, i materiali, la produzione, la classificazione, la valutazione, l'ispezione, la lubrificazione e il guasto dei giunti scanalati. Alcuni dettagli sulle linee guida di progettazione degli accoppiamenti scanalati sono presentati in ANSI/AGMA 6123-C16 [3]. L'Organizzazione Internazionale per la Standardizzazione (ISO) ha pubblicato nel 2005 l'ultima edizione della norma internazionale ISO 4156 [4], fornendo i dati e le indicazioni necessarie per la progettazione (ISO 4156-1), la fabbricazione (ISO 4156-2) e l'ispezione (ISO 4156-3) degli accoppiamenti scanalati a fianchi diritti con profilo a evolvente. I giunti scanalati ad evolvente secondo la normativa ISO 4156 si basano su serie di moduli con angolo di pressione nominale di 30°, 37,5° e 45°.

Il Deutsches Institut für Normung (DIN) ha pubblicato nel 2006 l'ultima edizione della norma DIN 5480 [5], che tratta i giunti scanalati con profilo ad evolvente. In tale normativa i diametri di riferimento sono indipendenti dal modulo, ciò consente di adattare i giunti scanalati ai diametri standardizzati dei cuscinetti a sfere e a rulli. La serie di norme DIN 5480 è limitata agli scanalati con un angolo di pressione di 30° e comprende le linee gui-

da per la progettazione (DIN 5480-1), le dimensioni nominali e le tolleranze (DIN 5480-2), il controllo qualità (DIN 5480-15) e gli utensili (DIN 5480-16).

L'Association Française de Normalisation (AFNOR) ha pubblicato nel 1955 la norma NF E22-141 [6], per specificare e spiegare i principi per la progettazione, la verifica e la produzione di scanalati a evolvente, con le stesse tecniche e le stesse macchine utensili usate per la produzione di dentature per ingranaggi. Nella norma AFNOR E22-148 [7] vengono presentate le tolleranze relative agli scanalati e ai metodi di controllo.

L'associazione italiana CUNA (Commissione Tecnica di Unificazione nell'Autoveicolo), federazione dell'UNI (Ente Nazionale Italiano di Unificazione), ha emanato nel 1955 la norma CUNA B129, che riporta le tabelle di progetto per le scanalature diritte con i lati ad evolvente. Queste tabelle sono riportate nel manuale di progettazione meccanica [8].

Calcolo della capacità di carico e resistenza

Nella trasmissione della coppia, i denti di uno scanalato, come quelli di un ingranaggio, sono sottoposti a sollecitazioni di flessione, taglio, compressione e contatto. Una pietra miliare nella progettazione dei giunti scanalati e nella diagnosi delle rotture dei medesimi è il lavoro di D.W. Dudley [9,10,11]. Nei suoi studi Dudley identifica cinque possibili modalità di rottura della dentatura e fornisce grafici e formule per calcolare le sollecitazioni di taglio e compressione dei denti dell'albero e del mozzo e di apertura del mozzo.

Per quanto riguarda le formule di progettazione proposte da Niemann [12], l'equazione per il calcolo della pressione media tra i denti in un accoppiamento scanalato a evolvente è:

$$p = \frac{T}{z \cdot L \cdot h_w \cdot R_m} \cdot k_{\phi\beta} \cdot k_1$$

dove

p è la pressione di contatto (in questo approccio non si tiene conto dell'eventuale bombatura),

T è la coppia applicata,

$k_{\phi\beta}$ e k_1 sono rispettivamente il fattore di ripartizione del carico e longitudinale.

Il valore di pressione p (che può essere calcolato in base alla



Fig. 1 - Giunto scanalato (Cortesia di CIMAS p.A.).

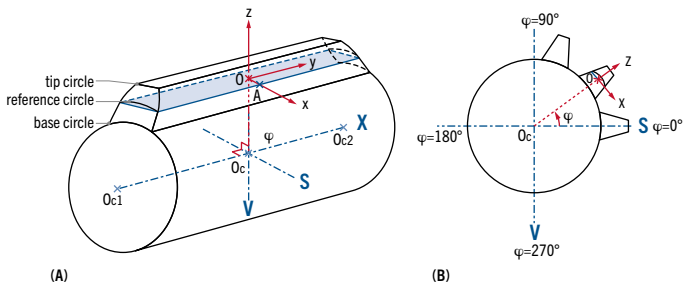


Fig. 2 - Sistema di riferimento globale e locale del giunto scanalato.

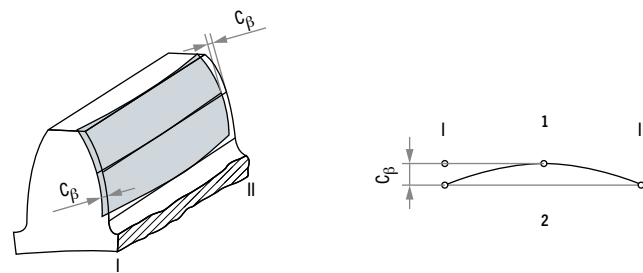


Fig. 3 - Bombatura longitudinale della dentatura.

coppia massima, nominale o equivalente) deve essere confrontato con la pressione ammissibile relativa alle caratteristiche del materiale. In generale, la pressione ammissibile si ottiene dalla caratterizzazione statica del materiale, corretta da parametri o fattori di sicurezza relativi al numero di cicli richiesti [22].

Dentature bombate

Gli scanalati con profilo a evolvente e bombatura longitudinale sono introdotti in [9] come soluzione per gestire i disallineamenti dell'albero. Nel calcolo della resistenza viene proposto un fattore di disallineamento (K_m) per tenere conto di come il disallineamento influisca sulle sollecitazioni. Un recente studio condotto numericamente utilizzando SPLINE LDP, un programma di analisi per giunti scanalati creato da GearLab (Ohio State University), è stato presentato da McKenny [13], per verificare se le spline con una gamma di diametri presentino lo stesso fattore di disallineamento (K_m) rispetto alla larghezza di fascia che Dudley ha pubblicato in [9].

I risultati hanno mostrato che l'andamento del fattore di disallineamento è funzione dal rapporto lunghezza/diametro (L/D) della spline: le spline con un rapporto L/D di 1,0 seguono un andamento polinomiale, mentre gli spline con rapporto L/D 0,2 sono quasi lineari nell'intervallo studiato.

Nei lavori di Curà [14,15] viene riportato un metodo di calcolo iterativo, non ad elementi finiti, per determinare sia il numero esatto dei denti in presa, sia le forze scambiate in giunti scanalati ad evolvente con disallineamento parallelo e angolare. Sia l'approc-

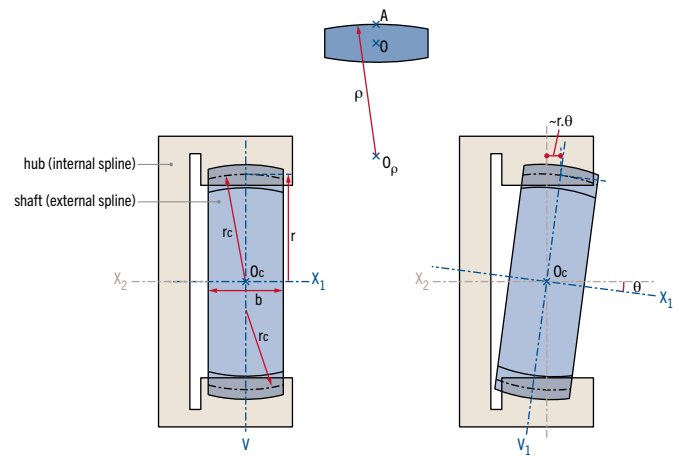


Fig. 4 - Parametri geometrici di base e disallineamento - Giunto scanalato singolo.

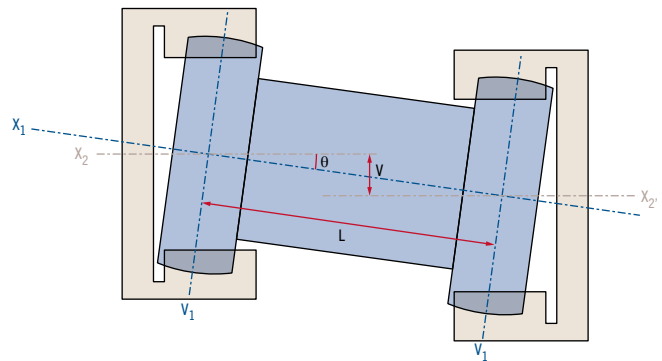


Fig. 5 - Parametri geometrici di base e disallineamento - Giunto a doppia scanalatura.

cio semi-analitico sia il metodo agli elementi finiti sono stati ampiamente applicati da Hong et al. [16-17-18] per indagare l'effetto dei disallineamenti degli spline intenzionalmente bombati sulle superfici in contatto e gli effetti di errori di passo dei denti sulla distribuzione del carico.

Un confronto tra i risultati di studi analitici e sperimentali per la distribuzione del carico sulla lunghezza dei giunti, caricati solo con coppia, è presentato in [19].

Un nuovo banco prova per giunti scanalati è stato sviluppato da Mura [20-22]; la sua peculiarità è quella di permettere disallineamenti angolari tra mozzo e albero, per indagare il comportamento dei giunti scanalati in condizioni reali di lavoro, in particolare per indagare i fenomeni di usura da sfregamento. Il comportamento di sfregamento delle scanalature disallineate è stato studiato anche da Medina [24-26]. In [25] sono fornite formule approssimative per descrivere la pressione e il comportamento a usura dell'accoppiamento in termini di parametri adimensionali. In questo articolo sono presentate alcune linee guida per la progettazione di giunti scanalati a evolvente per la compensazione dei disallineamenti.

In particolare, gli obiettivi sono:

- sviluppare un modello geometrico di un giunto scanalato bombato per compensare un dato disallineamento dell'albero;
- presentare un caso di studio industriale di un giunto scanalato bombato progettato per resistere a un dato disallineamento. Sia i risultati analitici che quelli basati su FEM sono confrontati con le prove sperimentali.

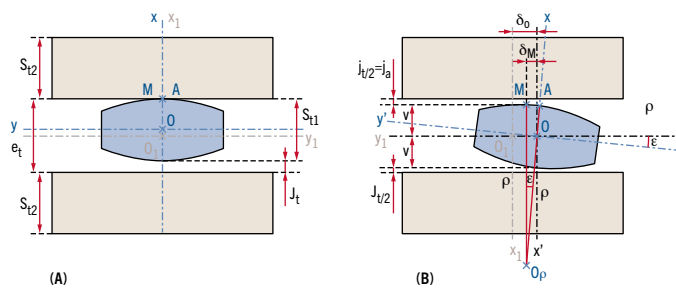


Fig. 6 - Il gioco totale circonferenziale.

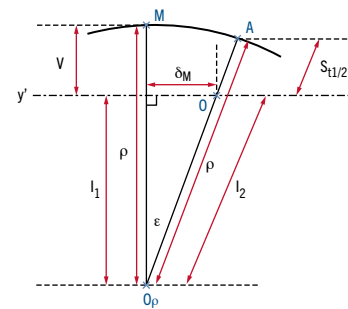


Fig. 7 - Profilo del dente del giunto scanalato.

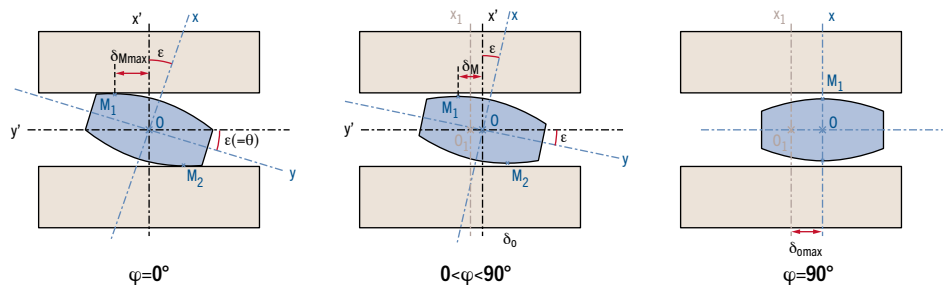


Fig. 8 - Posizione del dente del giunto scanalato.

Progettazione di un giunto scanalato per compensazione del disallineamento

In questa sezione è presentata la modellizzazione di un giunto scanalato con bombatura longitudinale della dentatura.

Si definiscono, come illustrato in figura 2, il sistema di riferimento globale O_cSVX e il sistema di riferimento locale $Oxyz$ solidale a un dente del giunto scanalato; la distanza OO_c tra le origini dei due sistemi è pari al raggio primitivo della dentatura. La posizione angolare di un dente rispetto all'asse S è indicata mediante la lettera φ .

I giunti scanalati con bombatura longitudinale della dentatura sono utilizzati quando si vogliono permettere piccoli disallineamenti paralleli e angolari fra i due alberi collegati. Come definito nella norma ISO 21771 [28], la bombatura longitudinale della dentatura, C_β è la asportazione simmetrica di materiale dal fianco del dente effettuata dalla mezzeria verso l'estremità della larghezza di fascia al fine di conferire al fianco forma arcuata o parabolica (figura 3).

Per ragioni di producibilità la bombatura longitudinale è usualmente applicata allo scanalato con dentatura esterna (maschio), realizzato mediante lavorazione con creatore a controllo numerico (CN). Con riferimento alla figura 4, X_1 è l'asse dell'albero scanalato a dentatura esterna (albero), X_2 è l'asse dell'albero scanalato a dentatura interna (mozzo), b è la larghezza di fascia della dentatura, ρ è il raggio di curvatura della bombatura longitudinale e θ è l'angolo di disallineamento effettivo formato dagli assi X_1 e X_2 .

La capacità di compensazione dei disallineamenti parallelo e angolare di un giunto scanalato migliora sensibilmente ricorrendo a un giunto a doppia scanalatura con bombatura longitudinale della dentatura (figura 5). Incrementando la distanza tra le dentature L , a parità di disallineamento parallelo V , si riduce infatti l'angolo di disallineamento effettivo $\theta = \arcsin (V/L)$.

Relazione tra bombatura longitudinale e disallineamento

Si propone di seguito una trattazione semplificata, basata su considerazioni di natura geometrica, per la determinazione della bombatura longitudinale di un giunto scanalato in funzione del disallineamento degli alberi connessi da questo.

Gioco della dentatura e disallineamento

Introduciamo di seguito i parametri fondamentali relativi al gioco circonferenziale di un giunto scanalato: il gioco totale J_t , il gioco effettivo j_t e il gioco attuale j_a . Il gioco totale circonferenziale J_t , (figura 6a), scelto durante la progettazione del giunto scanalato, è il gioco totale teorico in funzione della classe di tolleranza selezionata. Il gioco effettivo j_t (figura 6b), è definito come il gioco circonferenziale risultante dall'angolo di disallineamento ϵ ($\epsilon=\theta$ per $\varphi=0$). Il valore del gioco effettivo j_t dipende dalla posizione φ del dente dell'albero considerato e dal gioco circonferenziale scelto j_t . Il gioco attuale è j_a (figura 6b), ed è considerato in relazione al fianco attivo, ossia in contatto, del giunto scanalato. L'angolo ϵ è definito come l'angolo di inclinazione rispetto all'asse z dovuto a un disallineamento θ (espresso in radianti), variabile in funzione dell'angolo come segue:

$$\begin{aligned} \epsilon &\equiv \theta \quad \text{se } \varphi=0^\circ \text{ oppure } \varphi=90^\circ \\ \epsilon &\equiv \theta \cos(\varphi) \quad \text{se } 0^\circ < \varphi < 90^\circ \end{aligned} \quad (1)$$

Sia M il punto di contatto tra il fianco attivo del dente dell'albero e il dente del mozzo (figura 6); la lunghezza v è definita come la coordinata y del punto di contatto M :

$$v = \rho - l_1 \quad (2)$$

Poiché $\epsilon = l_1/l_2$ e $l_2 = \rho - S_{t1}/2$, sostituendo nell'equazione 2 si ha:

$$v = \rho - \left(\rho - \frac{S_{t1}}{2} \right) \cdot \cos \epsilon \quad (3)$$

Con riferimento alla figura 6, il gioco effettivo j_t può essere espresso in funzione del gioco totale circonferenziale come

$$j_t = J_t + S_{t1} - 2v \quad (4)$$

Che mediante manipolazione algebrica diviene:

$$j_t = J_t + (1 - \cos \epsilon) \cdot (S_{t1} - 2\rho) \quad (5)$$

Poiché il raggio di curvatura è molto maggiore dello spessore del dente dello scanalato $\rho > S_{t1}$ e considerando lo sviluppo in serie della funzione trigonometrica coseno

$$\cos \epsilon \approx 1 - \frac{\epsilon^2}{2}$$

è possibile esprimere il gioco trasversale effettivo j_t come:

$$j_t = J_t - \rho \cdot \theta^2 \cdot \cos^2 \varphi \quad (6)$$

L'equazione precedente fornisce la relazione tra il gioco trasversale e il disallineamento.

Al variare dell'angolo φ si ha dunque una variazione del gioco trasversale J_t :

Per un dente avente $\varphi = 0^\circ$ (o 180°), l'equazione (6) diviene:

$$j_t = J_t - \rho \cdot \theta^2 \quad (7)$$

In questo caso, due fianchi della dentatura dell'albero sono a contatto con i denti del mozzo e si ha il minimo gioco trasversale J_{tmin}

$$J_{tmin} = \rho \cdot \theta^2; \quad \rho_{max1} = \frac{J_t}{\theta^2} \quad (8)$$

L'equazione (8) fornisce il gioco trasversale minimo J_{tmin} necessario per compensare un dato disallineamento θ nella progettazione di un albero scanalato con bombatura longitudinale.

Larghezza di fascia della dentatura e disallineamento

Per effetto del disallineamento θ fra gli alberi si ottiene uno spostamento δ_M del punto di contatto M sul fianco attivo del dente dell'albero scanalato. Poiché il punto di contatto teorico M deve corrispondere a un punto reale situato sul fianco attivo del dente del mozzo deve essere:

$$\delta_{Mmax} = b_{minhub} / 2 \quad (9)$$

Lo spostamento del punto di contatto δ_M è dato, come mostrato in figura 8, da:

$$\delta_M = (\rho - v) \cdot \tan \epsilon \quad (10)$$

Sostituendo l'equazione (3) in (10) e considerando le approssimazioni per angoli piccoli delle funzioni trigonometriche coseno e tangente si ha:

$$\begin{aligned} \delta_M &= \rho \cdot \epsilon \\ \delta_M &= \rho \cdot \theta \cdot \cos \varphi \end{aligned} \quad (11)$$

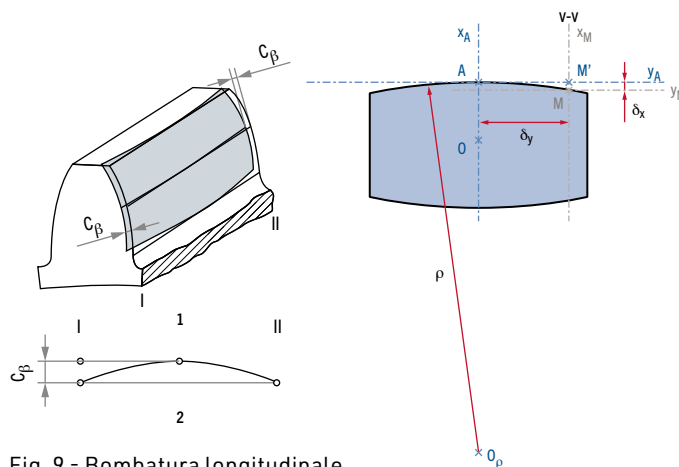


Fig. 9 - Bombatura longitudinale.

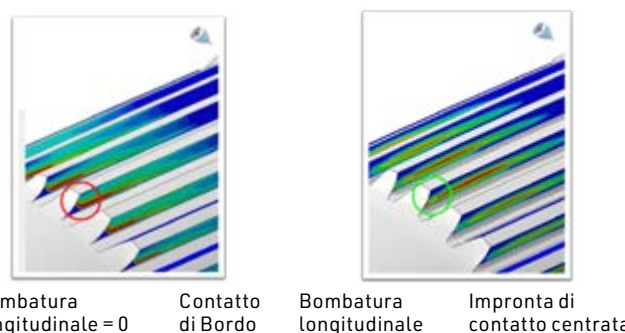


Fig. 10 - Pressione superficiale dei fianchi dell'albero scanalato calcolata mediante analisi a elementi finiti (FEM).

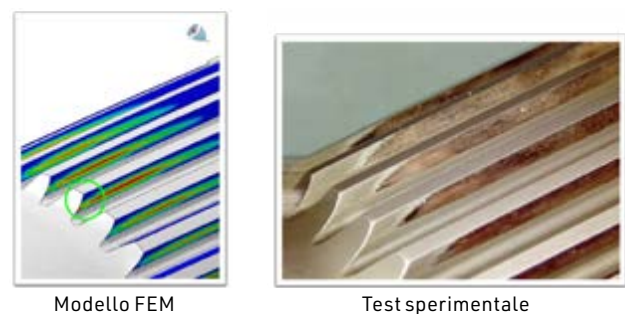


Fig. 11 - Confronto tra la mappa di pressione di contatto numerica e il test sperimentale accelerato di usura del giunto scanalato.

Lo spostamento del punto di contatto δ_M può dunque essere determinato mediante l'equazione

$$\delta_M = \rho \cdot \theta \cdot \cos \varphi \quad (12)$$

da cui si evince che il massimo spostamento si ottiene per $\varphi = 0$

$$\delta_{Mmax} = \rho \cdot \theta \quad (13)$$

Sostituendo l'equazione (9) in (13) la larghezza di fascia minima dello scanalato spline è data da $b_{mozzo min} = 2\rho \cdot \theta$ e il raggio della bombatura può essere espresso in funzione del disallineamento dell'albero e della larghezza di fascia dello scanalato come:

$$\rho_{max} = \frac{b_{hub}}{2 \cdot \theta} \quad (14)$$

Determinazione della bombatura longitudinale C_β

La bombatura longitudinale di tipo parabolico è rappresentata matematicamente dalla relazione $y^2 = 2px$ ove $p = \rho$ è il raggio di curvatura della bombatura longitudinale. In riferimento al profilo illustrato in figura 9, si ha:

$$\delta_y^2 = 2 \cdot \rho \cdot \delta_x \tag{15}$$

Si ha dunque considerando il massimo di entrambi i membri della precedente equazione $(b/2)^2 = 2 \cdot \rho \cdot C_\beta$, dove C_β è la bombatura longitudinale espressa in [mm]. Mediante manipolazione algebrica si ottiene:

$$C_\beta = \frac{b^2}{8 \cdot \rho} \tag{16}$$

Il rapporto tra la bombatura longitudinale C_β e il dato disallineamento θ dell'albero da compensare, espresso in radianti, si ottiene per sostituzione della (15) nella (22):

$$C_\beta = \frac{\theta \cdot b}{4} \tag{17}$$

Caso di studio

La teoria presentata nella precedente sezione è stata applicata per la progettazione di un giunto scanalato per una trasmissione automobilistica ad elevate prestazioni. In tale applicazione la coppia erogata dal motore a combustione interna è trasmessa in presenza di un disallineamento dovuto alle tolleranze geometriche. Nella figura 10 è mostrata la pressione superficiale dei fianchi dell'albero scanalato ricavata con analisi ad elementi finiti: in assenza di bombatura longitudinale si rileva una concentrazione di stress alle estremità dell'albero scanalato. Al fine rimuovere il contatto di bordo e centrare la posizione dell'impronta di contatto è stata applicata una bombatura longitudinale determinata secondo l'equazione (23), considerando il massimo disallineamento geometrico dell'albero θ_{max} . L'analisi della pressione di contatto del giunto scanalato con bombatura longitudinale conferma che il contatto è ben distribuito lungo la larghezza di fascia. È stata quindi eseguita una ottimizzazione del valore di bombatura longitudinale C_β mediante molteplici simulazioni a elementi finiti. Nella figura 11 è mostrato il confronto tra la mappa di pressione di contatto numerica e il test sperimentale accelerato di usura del giunto scanalato, confermando l'efficacia del modello di calcolo e della soluzione proposta.

Conclusioni

In questo articolo è stato presentato un metodo per la determinazione del valore di bombatura longitudinale C_β da applicare all'albero maschio di un giunto scanalato in presenza di disallineamento degli alberi collegati. L'approccio proposto è stato adottato per la progettazione di un giunto scanalato, parte di una trasmissione automobilistica ad alte prestazioni. Mediante analisi a elementi finiti è stata calcolata la mappa di pressione di contatto in corrispondenza al valore di bombatura longitudinale determinato mediante il modello analitico. È stata infine eseguita una ottimizzazione del valore di bombatura mediante molteplici simulazioni. I risultati sperimentali sono in accordo con le simulazioni proposte.

Ringraziamenti

Gli autori ringraziano KissSoft AG (società del gruppo Gleason) per il supporto nel calcolo del giunto scanalato secondo diversi standard e nella generazione del modello 3D e Maurizio Corsellini (CIMA S.p.A.) per aver fornito le figure degli scanalati.

BIBLIOGRAFIA

1. STANDARD ANSI B92.1-1996, "Involute Splines and Inspection", Society of Automotive Engineers
2. AGMA 945-A18, "Splines - Design and Application"
3. ANSI/AGMA 6123-C16, "Design Manual for Enclosed Epicyclic Gear Drives"
4. ISO 4156, 2005, "Straight cylindrical involute splines - Metric module, side fit - Part 1: Generalities, Part 2- Dimensions, Part 3- Inspection"
5. DIN 5480, 2006 "Splined connections with involute splines based on reference diameters - Part 1: Principles"
6. AFNOR NF E22-141, "Cylindrical involute splines."
7. AFNOR E22.148, "Straight cylindrical involute splines - Dimensional selection and verification"
8. Baldassini, L. (2014). Vademecum per disegnatori e tecnici, Hoepli
9. Dudley, D.W., 1957, "When splines need stress control," Prod. Engineering, vol. no. 28, pp. 56-59
10. Dudley, D.W., 1957, "How to design involute splines," Prod. Engineering
11. Dudley D.W., Dudley's Gear Hand Book. 2nd Edition, McGraw-Hill, Inc., 1991.
12. Niemann, G., Winter, H., Höhn, B. R. (1982,1990,2002,2005). Maschinenelemente Band I-IV Auflage. Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York.
13. S. McKenny, Filling some gaps in spline design guidelines: Centering, Friction and Misalignment (2018), AGMA Technical Fall Meeting
14. Cuffaro, V., Cura, F., & Mura, A. (2012). Analysis of the pressure distribution in spline couplings. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 226(12), 2852-2859
15. Cura, F., Mura, A., & Gravina, M. (2013). Load distribution in spline coupling teeth with parallel offset misalignment. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 227(10), 2195-2205.
16. Hong, J., Talbot, D., & Kahraman, A. (2014). Load distribution analysis of clearance-fit spline joints using finite elements. Mechanism and Machine Theory, 74, 42-57.
17. Hong, J., Talbot, D., & Kahraman, A. (2014). A semi-analytical load distribution model for side-fit involute splines. Mechanism and Machine Theory, 76, 39-55.
18. Hong, J., Talbot, D., & Kahraman, A. (2015). Effects of Tooth Indexing Errors on Load Distribution and Tooth Load Sharing of Splines Under Combined Loading Conditions. Journal of Mechanical Design, 137(3), 032601.
19. Mărgineanu, D., Sticlaru, C., Davidescu, A., & Mărgineanu, E. (2017). Analytic and FEM Study of Load Distribution on the Length of Spline Joints Under Pure Torque. In New Advances in Mechanisms, Mechanical Transmissions and Robotics (pp. 69-76). Springer, Cham.
20. Cuffaro, V., Curà, F., & Mura, A. (2014). Test rig for spline couplings working in misaligned conditions. Journal of Tribology, 136(1), 011104.
21. Curà, F., & Mura, A. (2014). Experimental and theoretical investigation about reaction moments in misaligned splined couplings. Mechanical Systems and Signal Processing, 45(2), 504-512.
22. Curà, F., & Mura, A. (2013). Experimental procedure for the evaluation of tooth stiffness in spline coupling including angular misalignment. Mechanical Systems and Signal Processing, 40(2), 545-555.
23. Curà, F., Mura, A., & Adamo, F. (2017). Fatigue damage in spline couplings: numerical simulations and experimental validation. Procedia Structural Integrity, 5, 1326-1333.
24. Medina, S. (2002). Fretting Wear of Misaligned Spline Couplings. Imperial College of Science, Technology and Medicine, PhD dissertation
25. Medina, S., & Olver, A. V. (2002). An analysis of misaligned spline couplings. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 216(5), 269-278.
26. Medina, S., and Olver, A.V., 2000, "Regimes of Contact in Spline Couplings," Journal of Tribology, vol. no. 124, pp. 351-357
27. Henriot, G. Accouplement a denture, SEIE
28. ISO 21771: 2007. Gears—Cylindrical involute gears and gear pairs- Concepts and geometry.

Articolo tratto da una relazione presentata all'AGMA FTM 2019 e stampato con l'autorizzazione dell'American Gear Manufacturers Association, proprietaria dei diritti d'autore. American Gear Manufacturers Association, 1001 N. Fairfax Street, 5th Floor, Alexandria, Virginia 22314. Le dichiarazioni e le opinioni espresse in questo testo sono quelle degli autori e non sono da considerarsi ufficiali dell'American Gear Manufacturers Association. Si ringrazia l'AGMA per la gentile autorizzazione alla pubblicazione (NdR).