

ANALISI DI PLANET PIN FLESSIBILI PER RIDUTTORI EPICICLOIDALI AD ELEVATO MOMENTO TORCENTE, INSTALLATI SUGLI IMPIANTI EOLICI: ESPERIENZE SU DIMENSIONAMENTO, PRODUZIONE E APPLICAZIONE

Hanspeter Dinner KISSsoft AG

PLANET PIN FLESSIBILI PER RIDUTTORI EPICICLOIDALI AD ELEVATO MOMENTO TORCENTE

Nei riduttori principali di impianti eolici con potenza a partire da circa 1 MW vengono impiegate strutture con più percorsi di potenza. In questo modo si riesce a gestire in modo vantaggioso momenti torcenti pari a diversi Meganewton metri. Sugli impianti eolici meno recenti, aventi potenza nominale inferiore, venivano utilizzati riduttori ad assi paralleli con un unico percorso di potenza. Questi sono stati però ben presto sostituiti da riduttori epicicloidali con generalmente da tre a cinque satelliti per stadio. In questo studio vengono descritte più in dettaglio le esperienze relative ai riduttori epicicloidali che montano planet pin flessibili (flexpin) per ottimizzare la

distribuzione del carico sui singoli satelliti, rappresentativi di percorsi di potenza multipli, e lungo la larghezza dente dei satelliti.

Riduttore principale di un impianto eolico con planet pin alloggiato monolateralmente

Lo sviluppo tecnologico a livello di materiali (acciai ad alta purezza per cuscinetti e ingranaggi) e dimensionamento dei riduttori (migliorata distribuzione del carico sugli ingranaggi grazie a strutture elastiche) e dei cuscinetti (maggiore tolleranza di spostamento per effetto dell'implementazione della bombatura dei rulli, integrazione della pista nel

corpo ruota del satellite, impiego di cuscinetti idrodinamici) e nella costruzione di riduttori (maggiore numero di satelliti, scelta ottimale del rapporto di trasmissione per ogni stadio, portasatelliti a parete singola, doppio sistema epicicloidale) consente una densità di momento torcente sempre più alta. La figura sotto riportata mostra un esempio di dimensionamento con due stadi epicicloidali in serie. Lo stadio lento presenta cinque satelliti e consente comunque un buon rapporto di trasmissione fino a $i_{LSS} \sim 4.1$ (v. tabella 4, [7]). L'esperienza indica che con tre, quattro e cinque satelliti si ha una buona distribuzione del carico e un rapporto di trasmissione

Figura 1. A sinistra: esempio di riduttore principale da 8 MW con cinque satelliti e supporto costituito da planet pin flessibile sullo stadio lento e sullo stadio tradizionale centrale (il corpo giallo rappresenta il cuscinetto principale della turbina). A destra: vita utile di uno stadio epicicloidale in funzione del rapporto di trasmissione e del numero di satelliti, [8]

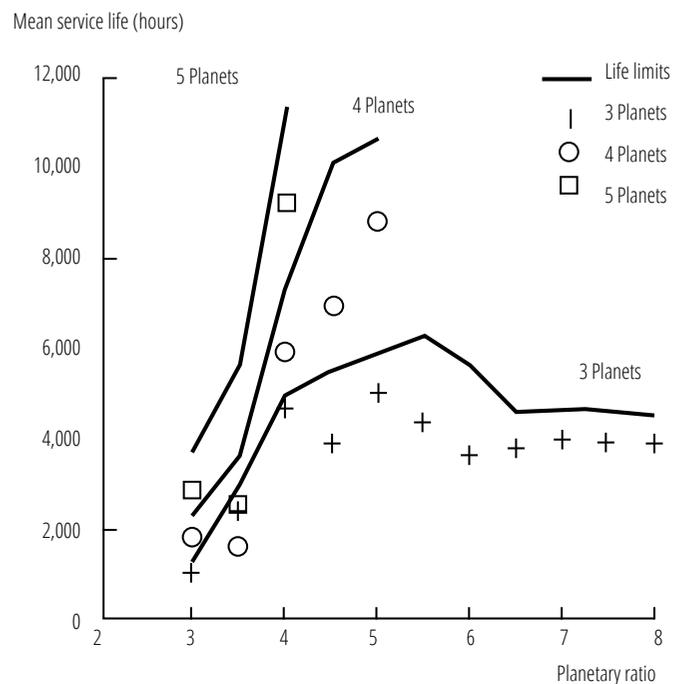
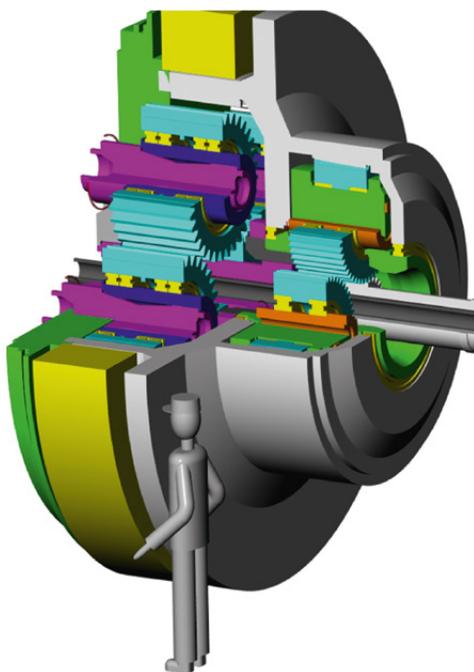
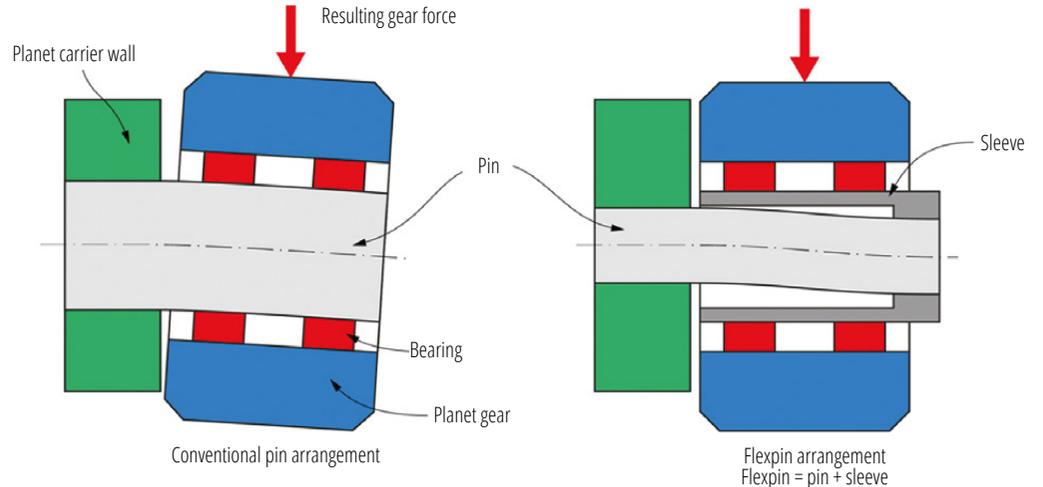


Figura 2. Principio di funzionamento corretto del flexpin (a destra).

Distribuzione tradizionale dei perni con portasatelliti a parete singola (a sinistra). L'utilizzo di un flexpin (perno grigio e bussola grigio scuro) fa sì che il satellite (blu) alloggiata su un portasatelliti a parete singola (verde) non si inclini (a destra). L'utilizzo di un planet pin alloggiato monolateralmente (grigio) comporta l'inclinazione del satellite (blu) (a sinistra)



sufficientemente alto. Ciò è confermato da studi provenienti da altri settori industriali. Per i propulsori a turboelica vengono ad esempio utilizzati riduttori di velocità, nell'ottica di perseguire lo stesso obiettivo degli impianti eolici: una densità di momento torcente che sia la più alta possibile a fronte di un'elevata affidabilità. La figura in basso a destra, tratta dal punto [8] della bibliografia, mostra come uno stadio epicicloidale può raggiungere la massima vita utile di sistema tenendo conto della vita utile di cuscinetti e ingranaggi con un rapporto di trasmissione fino a 1:4 (in strutture con cinque satelliti) o 1:5 (in strutture con tre e quattro satelliti).

Le strutture con un elevato numero di satelliti comportano tre problemi di fondo: 1) Distribuzione del carico tra i satelliti, 2) Distribuzione del carico lungo la larghezza dente dei satelliti, 3) Spazio per il portasatelliti. I primi due punti sono correlati al terzo problema poiché il portasatelliti, visto il limitato spazio a disposizione, non può essere realizzato in modo rigido e tende a cedere, il che comporta una maggiore inclinazione dei satelliti rispetto alla ruota solare e alla corona interna. La soluzione qui presentata risolve tutti e tre i problemi allo stesso tempo, ricorrendo ad un portasatelliti a parete singola e con planet pin alloggiato monolateralmente. A tale scopo vengono utilizzati planet pin flessibili, i cosiddetti "flexpin", che sono stati originariamente sviluppati e brevettati da Ray Hicks [16]. Questo tipo di struttura permette di utilizzare un numero maggiore di planet pin: questi vengono collocati come portasatelliti su una piastra e fungono rispettivamente

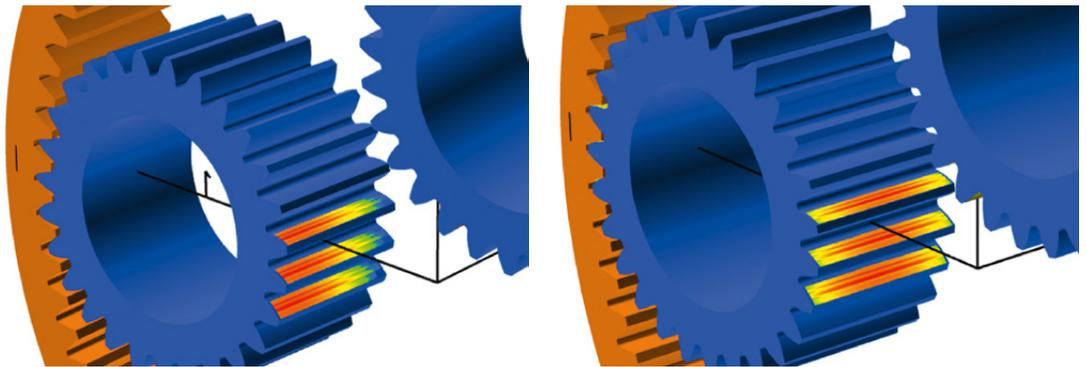


Figura 3. Distribuzione della pressione di contatto sull'ingranamento tra solare (non in figura) e satellite. Da notare la distribuzione di contatto non centrata (a sinistra) ed il contatto centrato (a destra) della lungo la larghezza del dente. A sinistra: configurazione tradizionale dei perni. A destra: configurazione con flexpin. Confronti con la figura 2 sopra

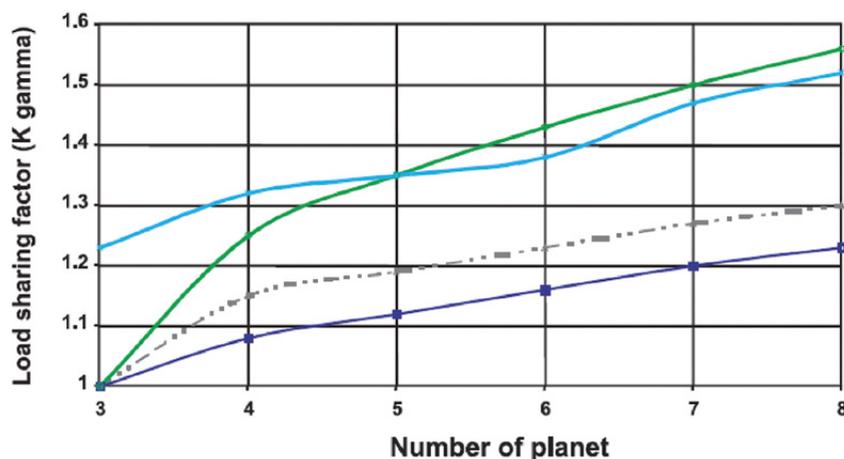


Figura 4. Versione ottimizzata prima del montaggio di cuscinetti e satelliti sui flexpin per un riduttore da 6 MW

Figura 5. Valori di K_Y per diversi livelli di applicazione e qualità delle dentature, con e senza flexpin (colonna di destra: supporto planetario flessibile), [7]

Application level ^(1), 4), 5)		Number of planets, N_{CP}								AGMA accuracy grade ²⁾	Flexible mounts ³⁾
		2	3	4	5	6	7	8	9		
1	$K_Y^{(6)}$	1.16	1.23	1.32	1.35	1.38	1.47	1.60	~	A7 or worse	without
2	$K_Y^{(6)}$	1.00 ⁽⁷⁾	1.00 ⁽⁷⁾	1.25	1.35	1.44	1.47	1.60	1.61	A5-A6	without
3	$K_Y^{(6)}$	1.00 ⁽⁷⁾	1.00 ⁽⁷⁾	1.15	1.19	1.23	1.27	1.30	1.33	A4 or better	without
4	$K_Y^{(6)}$	1.00 ⁽⁷⁾	1.00 ⁽⁷⁾	1.08	1.12	1.16	1.20	1.23	1.26	A4 or better	with

Figura 6. Fattori di distribuzione del carico (misurazione con flexpin in blu) rispetto ai valori secondo le diverse norme. La misurazione conferma che, con l'impiego dei flexpin, il fattore di distribuzione del carico da applicare risulta chiaramente inferiore rispetto a quanto indicato nelle norme generali in materia di progettazione, [10]



ripartizione di potenza, mentre il livello di distribuzione dipende fortemente dalla precisione di lavorazione e dall'elasticità del sistema. Maggiore è il numero di satelliti, peggiore sarà la distribuzione del carico: talvolta quest'ultima risulta così sbilanciata che, pur incrementando il numero di satelliti, la capacità globale di momento torcente non cresce. La ripartizione del carico sui satelliti viene espressa dal fattore di ripartizione K_Y nel dimensionamento e nella valutazione dei riduttori, ad esempio secondo la norma ISO 6336. Il fattore di distribuzione del carico o fattore di ripartizione del carico K_Y è definito come $K_Y = \max(T_i) / \text{media}(T_i)$, dove T_i rappresenta il momento torcente trasmesso dai singoli satelliti o rami di potenza. Il valore minimo di K_Y è $K_{Y_opt} = 1.00$. Qui il carico per ogni satellite è esattamente lo stesso. I valori di K_Y per gli stadi epicicloidali sono tipicamente nell'intervallo compreso tra 1.10 e 1.25. Nell'analisi degli ingranaggi, K_Y viene utilizzato per tutte le modalità di rottura (ad esempio, grippaggio, micropitting, frattura del fianco, formazione di alveoli, flessione ecc.). I valori di dimensionamento consigliati in [7] sono riportati qui sotto. Rispetto alle prove risultano piuttosto conservativi. Uno studio [10] sull'influenza combinata del numero di satelliti, valori di momento torcente ed errori di posizionamento del foro del perno sul portasatelliti, distribuzione del carico dei satelliti e stress a fondo dente, ha confermato come i riduttori con tre satelliti e supporto flottante presentino, indipendentemente dai valori degli errori di produzione, una ripartizione del carico pressoché identica. Lo studio conferma inoltre che i carichi che agiscono sui satelliti e le tensioni sulla ruota dentata possono comportare errori di posizionamento del foro del perno sul portasatelliti. Altri studi, come quelli da [11] a [15], confermano queste tendenze e, in parte, anche i

Figura 7. Stadio epicicloidale con sette satelliti, riduttore principale di un impianto eolico da 7 MW di WIKOV, [18]. Flexpin evidenziati in sezione



da cuscinetto per un satellite che ruota attorno all'asse del riduttore. A differenza di un portasatelliti concepito in modo tradizionale, qui tra i satelliti non è necessario pressoché alcuno spazio per gli elementi di collegamento che per le flange ed i diametri esterni dei satelliti possono arrivare quasi a sfiorarsi. Una semplice regola indicativa è quella della prova con carta di credito: se tra i diametri dei cerchi di testa riesce a passare una carta di credito, significa che lo spazio a disposizione è sufficiente. La semplicità con cui è realizzato il portasatelliti a parete singola consente un maggior numero di satelliti nello stadio epicicloidale, che è così in grado di gestire un momento torcente più alto. A tal fine è necessario però che si affronti correttamente il disallineamento dei satelliti dovuta alla flessione del perno. La presente relazione è incentrata appunto sulla "corretta procedura" da adottare.

Numero di satelliti e distribuzione del carico

La sfida maggiore nel dimensionamento dei riduttori epicicloidali è garantire una distribuzione del carico pressoché uniforme sui singoli satelliti. Difficilmente si raggiungerà una perfetta

Figura 8. Flexpin prima del trasporto per il trattamento termico



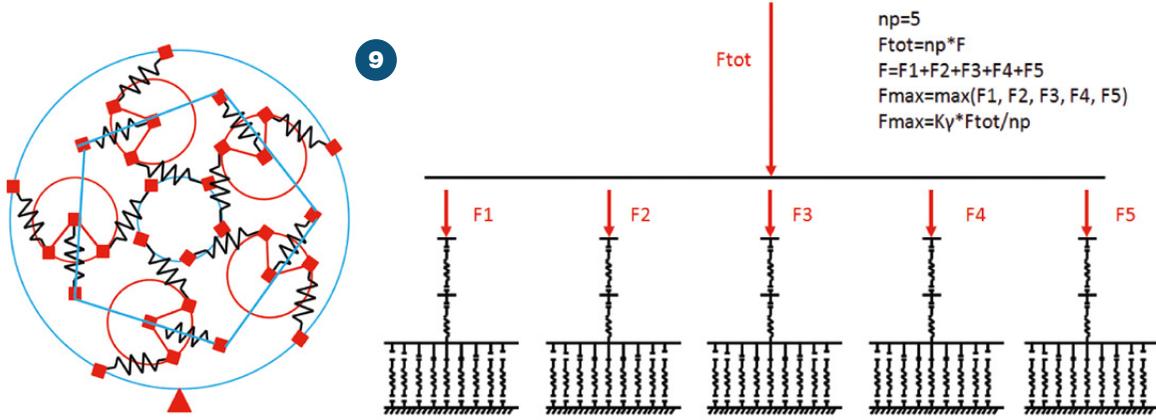


Figura 9. Modello a molle di uno stadio epicicloidale con cinque satelliti. A sinistra: ingranamenti e flexpin come molle. A destra: modello corrispondente con ingranamenti modellati in modo esatto

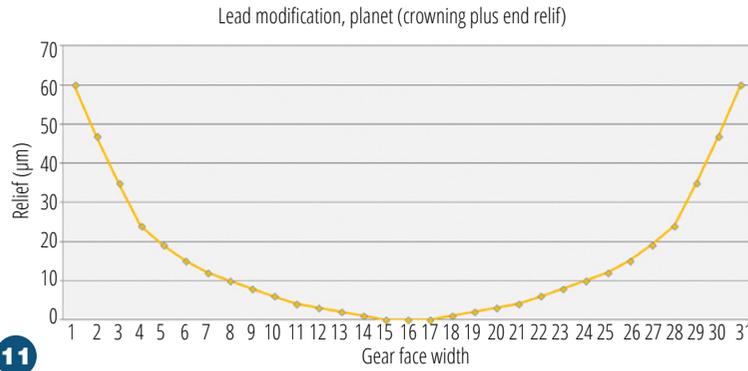
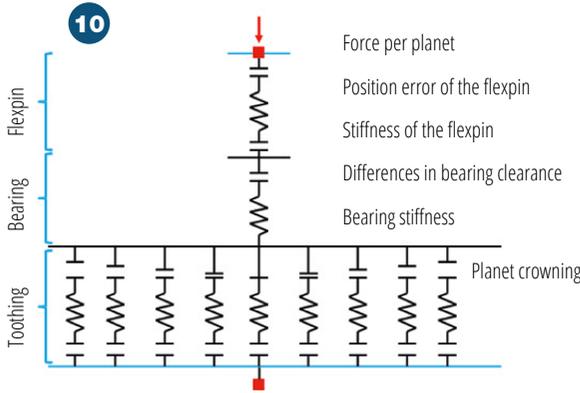


Figura 10. Modello di un satellite a molle/gioco. Da notare la molla corrispondente al flexpin

Figura 11. Correzione al satellite con leggera bombatura e scarico lineare su entrambi i lati

valori numerici sopra indicati. Oltre al fattore di ripartizione K_y , nella prova viene considerato anche il fattore di carico sulla larghezza di fascia $KH\beta$, ad esempio secondo la norma ISO 6336. Questo descrive l'uniformità della distribuzione del carico sulla larghezza del dente nell'ingranamento tra solare e satellite e tra satellite e corona interna. Se il carico è distribuito in modo uniforme sulla larghezza del dente, si avrà $KH\beta = 1.00$. $KH\beta$ è definito come valore massimo della larghezza di carico per unità di lunghezza diviso il valore medio: $KH\beta = \max(w) / \text{media}(w)$. Poiché i satelliti con flexpin si muovono paralleli all'asse del riduttore (figura 2, a destra), la distribuzione del carico rimane simmetrica rispetto alla larghezza del dente del satellite e, quindi, ottimale (figura 3, a destra). Il valore di $KH\beta$ che ne deriva è tipicamente $KH\beta = 1.15$, ed i satelliti vengono modificati solo con una leggera bombatura lungo la fascia.

Impiego dei flexpin nei riduttori principali degli impianti eolici

La versione che prevede un portasatelliti a parete singola in abbinamento a satelliti montati su flexpin assicura riduttori con una

struttura estremamente affidabile (poiché il contatto sul fianco tra satellite e solare e satellite e corona interna rimane pressoché ottimale ai diversi valori di momento torcente) e una capacità di momento torcente elevata (visto l'elevato numero di satelliti). Sono numerosi i progetti di riduttori per impianti eolici in cui si considera l'impiego dei flexpin. Il sistema con flexpin non trova però ampia applicazione. La maggior parte delle aziende OEM leader nel settore dei riduttori principali non utilizza i flexpin nelle loro costruzioni, il che potrebbe essere indice del fatto che nei progetti di riduttori standard non si utilizzano i flexpin. Probabilmente ci sono buoni motivi per non utilizzare i flexpin nei riduttori a struttura tradizionale. I vantaggi e gli svantaggi del dimensionamento di riduttori con i flexpin vanno pertanto valutati con attenzione.

Impiego dei flexpin nei riduttori principali degli impianti SCD

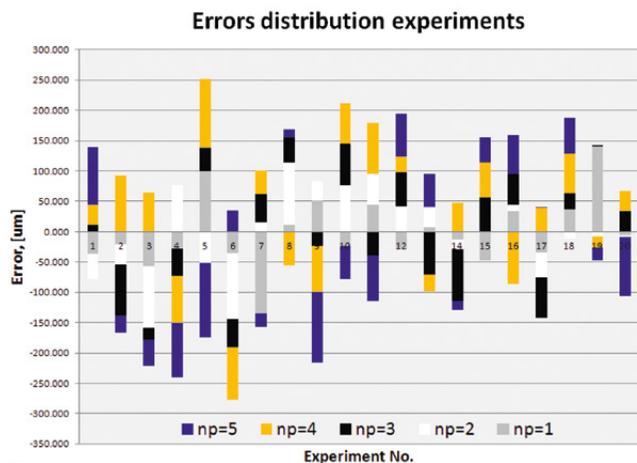
Nella figura 8 si può vedere come i flexpin prodotti dall'autore siano stati progettati in modo simile. La forma conica è progettata in modo che lungo

l'asse del perno venga raggiunta una tensione pressoché costante e si ottenga, di conseguenza, la massima resa del materiale e perni dalle dimensioni ridotte. Le parti mostrate sotto sono tornite su materiale indurito (hard-turning)., Le filettature per le locknut ed i trattamenti termici verranno eseguiti successivamente. Le zone critiche del perno, in particolare i raggi di raccordo, vengono lucidati al fine di ridurre l'azione della rugosità superficiale sulla loro resistenza. I perni vengono inoltre nitrurati, così da effettuare un indurimento superficiale che non causa importanti deformazioni durante il trattamento termico. Lo spessore dello strato nitrurato è inferiore a 1 mm. Ciononostante, la resistenza superficiale (dove si formano le tensioni maggiori) risulta notevolmente incrementata.

Calcolo della distribuzione del carico

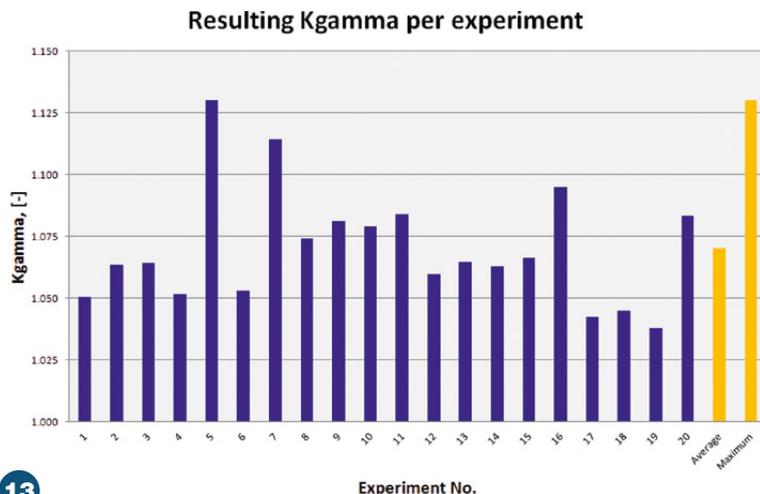
Lo stadio epicicloidale con cinque satelliti alloggiati su flexpin viene modellato come una combinazione di molle e gioco. Le molle definiscono la rigidità delle parti, mentre il gioco definisce gli errori di produzione. Sono stati considerati i seguenti errori sul gioco:

Figura 12. Risultato degli errori di produzione per i cinque satelliti nelle 20 prove casuali



12

Figura 13. Risultato per Kg nelle 20 prove, valore medio e massimo



13

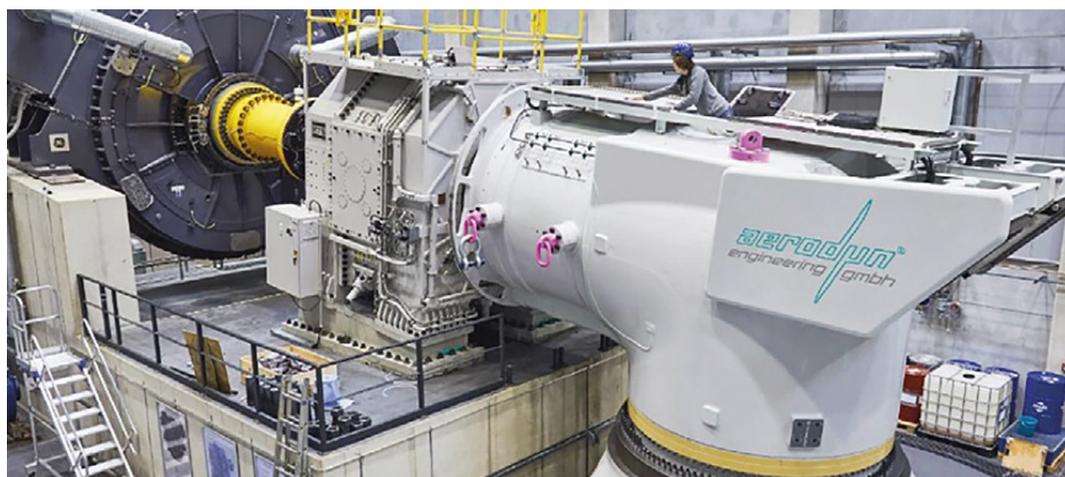


Figura 14. Controllo del sistema di trasmissione sotto carico di momento torcente e flessione. Componente blu sullo sfondo: motore elettrico per generare il carico del momento torcente. Parte gialla: giunto. Corpo grigio con taglio obliquo verso l'alto: dispositivo per l'applicazione dei momenti flettenti, [9]

- Errori di divisione dei denti
- Scostamenti nel gioco del cuscinetto
- Spostamenti tra flexpin e bussola
- Errori di posizionamento del flexpin sul portasatelliti

Il punto di partenza è rappresentato dal modello a molle di uno stadio epicicloidale con cinque satelliti come nella figura 9. Sulla base dell'interasse e del momento torcente del portasatelliti viene determinata una forza F_{tot} che verrà successivamente ripartita sui cinque satelliti in funzione dei valori di rigidità delle molle e del gioco (errore di posizionamento). Sui cinque satelliti si applicano le cinque forze F_1, F_2, F_3, F_4, F_5 . Queste non sono del tutto identiche. K_γ è pertanto $K_\gamma = \max(F_1, F_2, F_3, F_4, F_5) / \text{media}(F_1, F_2, F_3, F_4, F_5)$. Ogni satellite viene ulteriormente suddiviso in un dettagliato sistema a molle (figura 10). I punti di contatto tra corona interna e satellite e tra solare e satellite sono rappresentati da un punto di contatto. Viene considerata la bombatura variabile sulla larghezza del dente. L'errore di divisione viene modellato come spazio vuoto nel punto di contatto tra satellite e solare/corona interna (figura 11).

Per gli errori considerati nel modello sono stati definiti i seguenti ambiti: Errore di divisione dei denti: si presuppone una qualità dell'ingranaggio di $Q=6$, che per l'ingranamento determina un errore di divisione di $\pm 20 \mu\text{m}$. L'ingranamento effettivo viene rappresentato attraverso 31 singole molle, al fine di modellare anche la bombatura.

Scostamento del gioco del cuscinetto: per un cuscinetto con $d = 320 \text{ mm}$ e gioco C3 (da $305 \mu\text{m}$ a $225 \mu\text{m}$) viene

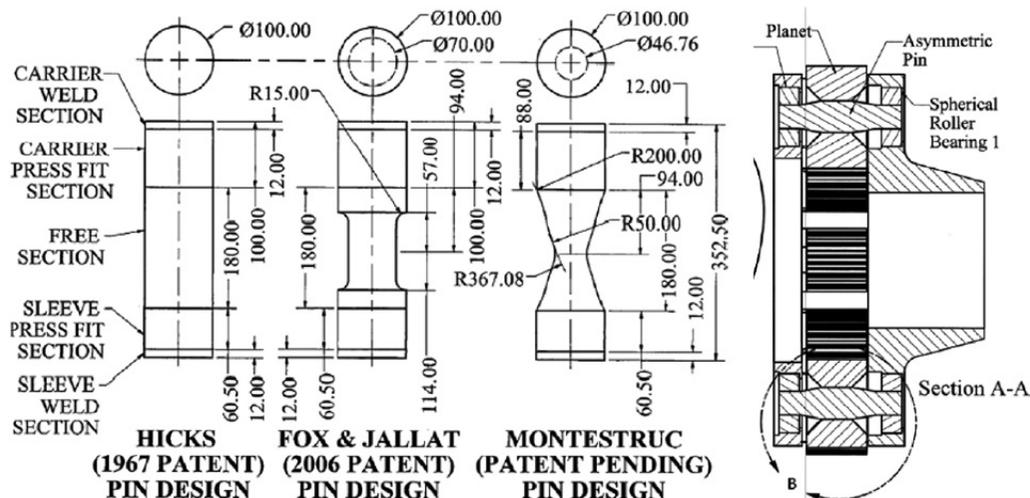


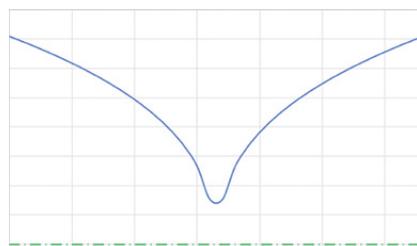
Figura 15. Forme dei perni a confronto, [6]

utilizzato uno scostamento piuttosto conservativo di $\pm 40 \mu\text{m}$.

Flexpin: vengono considerati due errori: l'errore di posizionamento (con impiego della qualità IT6 per l'interasse per una tolleranza anche qui piuttosto conservativa di $\pm 80 \mu\text{m}$) e l'errore di concentricità (tra perno e bussola che, se si presuppone IT5, determina nuovamente un valore piuttosto conservativo di $\pm 50 \mu\text{m}$). Questi errori sono stati successivamente calcolati per tutti e cinque i perni attraverso il generatore di numeri casuali in Microsoft Excel®. Complessivamente, per ogni errore dei cinque flexpin, sono stati utilizzati e sommati 20 numeri casuali, corrispondenti a 20 prove. Per l'errore è stato utilizzato un numero/valore casuale entro il range di errore sopra definito (attraverso Microsoft Excel® per determinare un numero casuale utilizzando una distribuzione probabilistica costante). È stato quindi definito un errore casuale per lo scostamento del gioco del cuscinetto (scostamento da cuscinetto a cuscinetto) da $-40 \mu\text{m}$ a $+40 \mu\text{m}$, un errore casuale per la posizione del flexpin da $-80 \mu\text{m}$ a $+80 \mu\text{m}$, un errore casuale per il passo dei denti da $-20 \mu\text{m}$ a $+20 \mu\text{m}$ ed un errore casuale per la concentricità del flexpin rispetto alla bussola da $-50 \mu\text{m}$ a $+50 \mu\text{m}$. Successivamente gli errori casuali sono stati sommati, così da ottenere per ogni satellite cinque errori totali. Questo procedimento è stato ripetuto 20 volte, così da determinare 20 distribuzioni casuali degli errori per lo stadio epicicloidale (figura 12). Gli errori di produzione ed il gioco negli ingranamenti sono stati definiti: ora sulla base dei valori noti di rigidità delle molle si può calcolare la distribuzione del carico sui cinque perni. Questo calcolo viene effettuato per 20 gruppi casuali di errori di produzione. Sulla base delle forze dei flexpin F1, F2, F3, F4, F5 è possibile calcolare il fattore di distribuzione del carico Kg. Il valore medio è $K_g = 1.13$ e il 95% di tutti i valori è inferiore a $K_g = 1.14$ (figura 13).

Misurazione della distribuzione del carico nella prova

Il sistema di trasmissione SCD è stato sottoposto a carichi d'esercizio ed è stata misurata la deformazione dei flexpin. Il risultato della misurazione



effettuata nel tempo è stato un fattore di distribuzione del carico variabile, il che probabilmente è dovuto alle grandi masse presenti nel riduttore che si sono aggiunte al carico del momento torcente esterno. Sono stati effettuati due tipi di prove: una prova con solo il carico del momento torcente e una seconda prova nella quale, oltre al carico del momento torcente, si è aggiunto un momento flettente, come avviene tipicamente in condizioni di vento. Da notare che con questo tipo di struttura il momento flettente incide significativamente sulla distribuzione del carico (vedi vista esplosa sotto), poiché il riduttore è parte integrante della struttura portante nel suo complesso. A ciò si aggiunge il fatto che il cuscinetto principale nel ramo di carico è integrato nel riduttore e ogni gioco e ogni rigidità del cuscinetto principale contribuisce al disallineamento del portasatelliti e si ripercuote quindi sulla distribuzione del carico. In tutti gli altri studi qui citati tale azione non risultava rilevante oppure non è stata presa in considerazione. I nuovi risultati ottenuti con questo studio sono pertanto degni di essere menzionati. Come fattore di distribuzione del carico è stato determinato $K_y = 1.23$, che è di molto superiore al fattore di distribuzione del carico ottenuto considerando esclusivamente il momento torcente. Il valore misurato ha tuttavia confermato il valore di $K_y = 1.25$ utilizzato per la struttura.

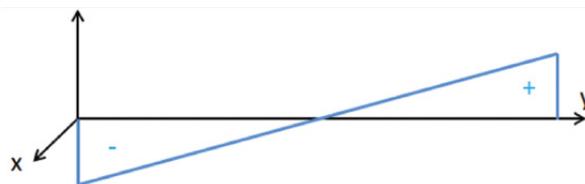


Figura 16. Momento flettente sulla lunghezza libera del flexpin (asse verticale) e sulla lunghezza/ coordinata y

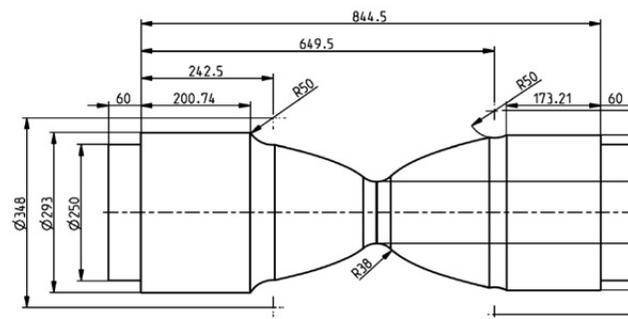


Figura 17. Forma del perno determinata considerando esclusivamente la sollecitazione di flessione e una tensione costante sull'intera lunghezza del perno

Da notare come il valore misurato di cui sopra, $K_y = 1.12$, corrisponda esattamente al valore indicato in AGMA 6123 per cinque satelliti, livello di applicazione 4 con supporto epicicloidale flessibile. Il livello di applicazione 4 con supporto epicicloidale flessibile corrisponde alle applicazioni di alta qualità, concepite per un numero di giri elevato, per azionamenti di turbine a gas/generatori e per il settore della marina militare. Gli impianti eolici vengono classificati generalmente con livello di applicazione 2. Per gli impianti eolici con flexpin non è stato indicato un livello di applicazione specifico.

Ottimizzazione della forma

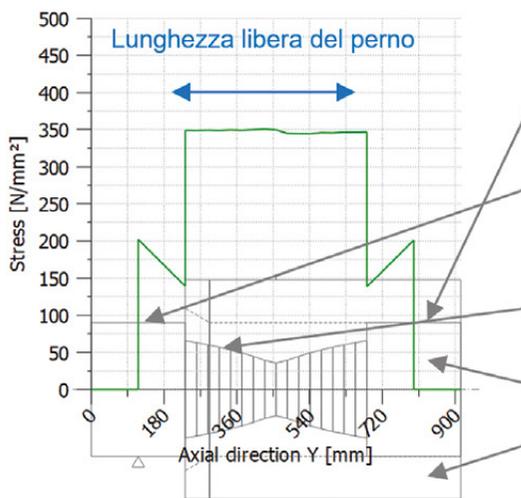
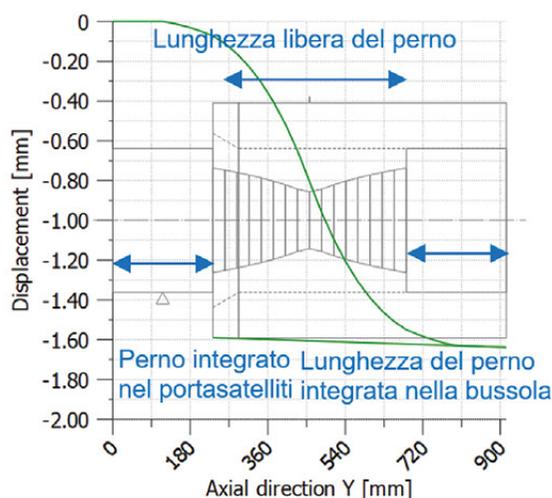
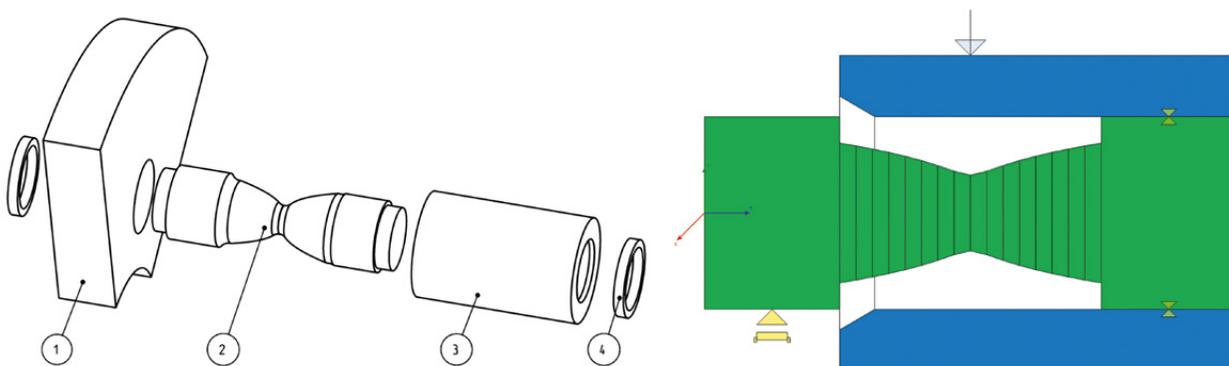
Motivazione

Nell'ambito delle operazioni sopra descritte di dimensionamento, calcolo, produzione e verifica dei flexpin è emerso come i costi di produzione siano in gran parte disgiunti dalla forma del perno e che una ridotta rigidità dei perni risulta essere estremamente vantaggiosa per la distribuzione del carico sui satelliti. Al fine di ottenere la miglior struttura possibile per un futuro riduttore principale richiedente un momento torcente maggiore, si è tentato di ottimizzare la forma dei perni nell'ottica di ridurre la rigidità lasciando invariata la tensione.

Forme di flexpin a confronto

Studi precedenti hanno effettuato

Figura 18. A sinistra: struttura con forma del perno ottimizzata (2). Portasatelliti a parete singola (1) e bussola (3), [20]. Modello di calcolo con due travi Timoschenko (verde: perno, blu: bussola). Accoppiamento con interferenza (forzato) tra perno e portasatelliti e tra perno e bussola attraverso raccordi rigidi (simboli gialli)



Zona accoppiamento con interferenza (forzato) rispetto alla bussola
 Zona accoppiamento con interferenza (forzato) rispetto al portasatelliti
 Zona del perno lucidata per una maggiore resistenza a fatica = lunghezza libera del perno
 Perno
 Bussola

Figura 19. A sinistra: deformazione. A destra: tensione equivalente. Da notare come ora le tensioni nominali (senza considerare intagli/raggi di raccordo) lungo le lunghezze libere del perno siano pressoché costanti

prove di ottimizzazione della forma dei perni. Nello studio [6] vengono messe a confronto cinque strutture.

- Struttura tradizionale senza flexpin
- Flexpin con struttura originale di Ray Hicks (per la forma del perno si veda figura 15, prima a sinistra)
- Flexpin con gola circolare (per la forma del perno si veda figura 15, seconda a partire da sinistra)
- Flexpin fusiforme (per la forma del perno si veda figura 15, seconda a partire da destra)
- Planet pin flessibili di tipo tradizionale alloggiati su entrambi i lati (figura 15 all'estrema destra)

Queste ottimizzazioni sono volte a raggiungere la minor rigidità possibile (e quindi la miglior distribuzione del carico sui satelliti) senza sovraccaricare i perni. Mentre il flexpin originale aveva una forma rigorosamente cilindrica (figura 15 in alto a sinistra), la struttura più frequente è quella con più cilindri allineati (secondo progetto da sinistra). Montestruc ha ulteriormente ottimizzato

la struttura con due metà coniche. Scopo dell'ottimizzazione trattata qui di seguito è un ulteriore miglioramento nel dimensionamento dei riduttori, con una distribuzione pressoché costante della tensione sui perni.

Ottimizzazione della forma

Il diametro che i singoli punti devono avere lungo l'asse del perno al fine di raggiungere una tensione uniforme sull'intera lunghezza del perno può essere determinato sulla base della distribuzione del momento flettente lungo il perno, [20]. In figura 16, è rappresentato il momento flettente lungo il perno da sinistra a destra. Momento flettente, sollecitazione di flessione e momento resistente richiesto sono quindi:

$$M_b(y) = F * \left(\frac{l}{2} - y\right)$$

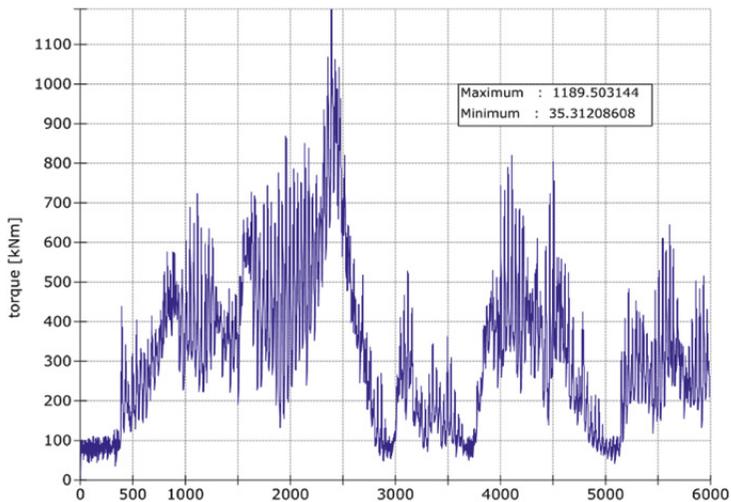
$$\sigma_{bzul} = \frac{M_b}{W_{erf}} \quad W_{erf} = \frac{M_b}{\sigma_{bzul}} \quad (1)$$

Su questa base è possibile calcolare il diametro richiesto del perno lungo la coordinata y:

$$\frac{\pi * d_{erf}^3}{32} = \frac{F * \left(\frac{l}{2} - y\right)}{\sigma_{bzul}}$$

$$d_{erf}(y) = \sqrt[3]{\frac{32 * F * \left(\frac{l}{2} - y\right)}{\sigma_{bzul} * \pi}} \quad (2)$$

Da notare come sopra venga preso in considerazione solo il momento flettente. La funzione corrispondente restituisce nella rappresentazione una forma convessa delle due metà del perno (figura 17 in basso a sinistra). La forma del perno rappresentata in figura 18 in alto a sinistra si basa sulla forma rappresentata in figura 17 in alto a sinistra, nella quale la sollecitazione di flessione nominale lungo l'asse longitudinale è costante. Al centro del perno viene aggiunta una sezione, in modo che la tensione



Output Set: Fatigue Torque 5232.654 kNm, without Pre-Tension
Contour: Solid Von Mises Stress

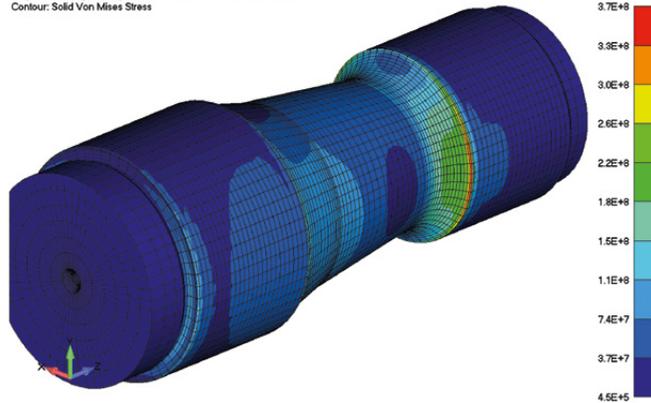


Figura 20. Determinazione della resistenza di un flexpin basata sul metodo FEM in un riduttore principale da 3 MW. A sinistra: serie temporale del momento torcente per determinare la fatica del flexpin. A destra: tensione nel perno con momento torcente nominale

tangenziale nella sezione stretta sia analoga alla sollecitazione di flessione verso destra e sinistra. Inoltre, in fase di dimensionamento sono stati inseriti raggi e intagli di scarico per ridurre al minimo le concentrazioni delle tensioni. Attraverso calcoli analitici e basati sul metodo FEM è stata infine confermata la distribuzione uniforme della tensione entro valori accettabili. Da notare come l'accoppiamento con interferenza (forzato) tra il flexpin ((2) nella figura 18 in basso a sinistra) ed il portasatelliti a parete singola (1) presenta una rigidità diversa rispetto a quella tra perno e bussola (3). Ulteriori calcoli FEM hanno evidenziato il fatto che il perno, come mostrato nella figura 18 in basso a destra, debba essere asimmetrico.

Analisi comparativa della resistenza dei flexpin con forma ottimizzata

Il primo progetto di un flexpin con forma ottimizzata lungo ca. 600 mm è stato pensato per un impianto eolico progettato in modo simile a quello sopra descritto, però con una potenza nominale di 8 MW anziché 3 MW. Dato che il calcolo FEM e la determinazione della tensione con le serie temporali del momento torcente del riduttore sono operazioni complesse, si è deciso di utilizzare un modello predefinito sulla base della tensione nominale come da direttiva FKM [1]. Il procedimento della direttiva FKM è stato preferito rispetto a quello della norma DIN 743 [2], poiché quest'ultima ignora le tensioni tangenziali dovute alle forze di taglio che, nel caso di travi corte come i flexpin, sono invece rilevanti. A tale scopo la struttura con flexpin, per la quale il calcolo di verifica basato sul metodo FEM (per il riduttore da 3 MW) è stato effettuato

secondo le direttive DNV GL [3] e [4] ed è stato accettato dall'ente di certificazione, è stata calcolata sulla base della direttiva FKM (figura 20). Si è utilizzato il momento torcente nominale ed un'ipotesi conservativa per il rapporto di sollecitazioni ($R=0$). A ciò ha fatto seguito un confronto dei fattori di sicurezza risultanti. Si è constatato che, nel caso del flexpin per il riduttore da 8 MW, tali fattori erano leggermente superiori rispetto al flexpin per il riduttore da 3 MW. Al fine di tenere conto dell'incidenza data dalla maggiore dimensione delle parti nel riduttore da 8 MW, sono stati presi in considerazione i coefficienti di grandezza tecnici e statistici K_{dm} e K_{dp} . Nei disegni di produzione sono stati definiti come valori nominali una resistenza alla trazione di 1250 MPa e un limite di snervamento di 1050 MPa ed è stata inoltre contattata l'azienda che ha forgiato i pezzi con il sovrametallo per la lavorazione. Per il calcolo della resistenza è stata ignorata l'azione dell'indurimento superficiale indotto attraverso il processo di nitrurazione, dato che le parti avevano una dimensione tale per cui la profondità di indurimento raggiungibile con la nitrurazione veniva a trovarsi nella zona in profondità dell'effetto intaglio.

Conclusione

I flexpin trovano impiego nei riduttori principali degli impianti eolici ed in altri riduttori epicicloidali. Sono tre i vantaggi offerti da questa soluzione:

- La distribuzione del carico sui satelliti viene migliorata, in particolare in presenza di più di tre satelliti. Nell'analisi degli ingranaggi ciò viene espresso attraverso un fattore K_y (basso).

- La distribuzione del carico lungo la larghezza del dente viene migliorata. In un'analisi degli ingranaggi ciò viene espresso attraverso un fattore $KH\beta$ (basso).
- Possono essere impiegati portasatelliti a parete singola, con i quali i planet pin sono alloggiati monolateralmente.

Per ottenere il maggior effetto possibile in relazione ai punti 1) e 2) sopra indicati, è preferibile che la rigidità dei flexpin sia ridotta. Un perno flexpin più affusolato è meno rigido, ma ciò significa allo stesso tempo tensioni maggiori. Con un perno dalla forma ottimizzata risulta possibile una struttura con tensione costante, con la quale si ottiene la massima flessibilità a fronte di valori di tensione accettabili. A differenza delle forme cilindriche o di altro tipo, che corrispondono all'attuale stato della tecnica, qui si propone una forma parabolica disposta simmetricamente. Attraverso dei semplici modelli a molle è possibile inoltre prevedere sufficientemente bene il fattore di distribuzione del carico K_y . Con un modello a molle/gioco sono stati presi in considerazione gli errori di produzione e di posizionamento, nonché i valori di rigidità per i componenti e l'ingranamento. Sono state effettuate prove numeriche con distribuzioni casuali degli errori ed è stato determinato $K_{y_{95\%}} = 1.14$ come 95° percentile per K_y . Questo valore è risultato molto vicino al valore determinato nella prova di carico del momento torcente di $K_{y_{torsione}} = 1.12$, anche se ancora piuttosto conservativo. Considerando i carichi di flessione, il valore per K_y è arrivato fino a $K_{y_{flessione}} = 1.23$. Questo valore rientrava nell'intervallo definito

attraverso il valore di $Ky_{dimensionamento} = 1.25$ utilizzato per il dimensionamento dei riduttori secondo la direttiva per la progettazione [3].

Per ciò che concerne il dimensionamento e la produzione del flexpin, l'esperienza ha evidenziato quanto segue:

La precisione di un modello di trave per il primo progetto del flexpin e, in particolare, del perno risulta essere sufficiente solo per un progetto preliminare. Il modello di trave nel quale il perno è solitamente fissato a un lato per rappresentare l'accoppiamento sul portasatelliti, e dove perno e bussola sono di solito collegati saldamente per rappresentare il loro accoppiamento, non presenta una precisione sufficiente per il progetto finale.

Per il progetto e il calcolo di verifica della forma definitiva del flexpin e del comportamento alla deformazione del flexpin sono necessari i calcoli FEM, che considerano il comportamento non lineare degli accoppiamenti con

interferenza (forzati). Introducendo nel modello di trave rigidità al ribaltamento ed ottimizzando tali rigidità in modo che i risultati della deformazione del modello di trave e del modello FEM siano allineati migliora notevolmente la precisione del modello di trave. Per determinare la forma definitiva del perno si rendono così necessari meno calcoli FEM.

I profili scaricati sul perno riducono gli effetti intaglio degli accoppiamenti con interferenza (forzati). La resistenza alla trazione ed il limite di snervamento del perno possono essere definiti rispettivamente tra 1100...1200 MPa e 900...1000 MPa. Questi valori si possono ottenere con i comuni acciai, come 34CrNiMo6, ed un trattamento termico in seguito alla lavorazione del prodotto quasi finito. La nitrurazione, la tempra superficiale ad induzione o la cementazione in combinazione con la lucidatura del perno assicurano una maggiore resistenza dei pezzi. La maggiore resistenza è stata determinata

dall'introduzione dei relativi fattori di dimensionamento sec. [1] e [2]. L'autore non ha esperienza in fatto di pallinatura dei flexpin. Le esperienze all'interno del settore con componenti paragonabili dimostrano il potenziale del processo. L'impiego di accoppiamenti con interferenza (forzati) con ricoprimento pari a 0.15% si è dimostrato valido nella pratica. Non si è osservata la fuoriuscita di olio dagli accoppiamenti con interferenza (forzati). Dopo il calettamento della bussola sul perno è necessario un passaggio di rettifica o di hard-turning, in modo da finire la sede cuscinetto.

Nei riduttori i flexpin consentono la massima densità di momento torcente. A causa dei maggiori costi di materiale e produzione, finora questa soluzione non ha avuto modo di imporsi. Nei riduttori con portasatelliti a parete singola, i problemi risultanti da questo tipo di struttura si risolvono però in modo elegante. •

Bibliografia

1. Direttiva FKM, verifica teorica della resistenza, 6ª edizione
2. DIN 743-1, 2, 3, calcolo della capacità di carico di alberi e assi
3. Germanischer Lloyd, Rules and Guidelines, Industrial Services, Guideline for the Certification of Wind Turbines, 2010
4. ISO 81400-4:2005, Impianti eolici – Parte 4: Progetto e specifiche per riduttori
5. Höller, A., Zumofen, L., Kirchheim, A., Dinner, H. e Dennig, H.-J. (2020), Additive manufactured and topology optimized Flexpin for planetary gears [resoconto delle attività del convegno], in: M. Meboldt e C. Klahn (Hrsg.), Industrializing Additive Manufacturing: Proceedings of AMPA 2020 (pag. 337–356), Springer, https://doi.org/10.1007/978-3-030-54334-1_24
6. Montestruc, Influence of Planet Pin Stiffness on Load Sharing in Planetary Gear Drives, Journal of Mechanical Design, 2011
7. ANSI/AGMA 6123-C16, Design Manual for Enclosed Epicyclic Gear Drives
8. NASA Technical Memorandum 107275, Effects of Planetary Gear Ratio on Mean Service Life
9. Dinner et al., SCD Super Compact Drive redesigned and successfully tested to meet floating offshore challenges, ATK & CWD, 2019
10. TIMKEN, Integrated Flexpin Bearing for Epicyclic Gearing Systems, The TIMKEN Company
11. LaCava et al., Gearbox Reliability Collaborative, Test and Model Investigation of Sun Orbit and Planet Load Share in a Wind Turbine Gearbox, resoconto delle attività del convegno, NREL/CP-5000-54618, aprile 2012
12. Giger et al., High Efficiency High Torque Gearbox for Multi Megawatt Wind Turbines, SCIENTIFIC PROCEEDINGS VIII INTERNATIONAL CONGRESS «MACHINES, TECHNOLOGIES, MATERIALS», 2011
13. Wang et al., Load Sharing Performance of Herringbone Planetary Gear System with Flexible Pin, International Journal of Precision Engineering and Manufacturing, 2019
14. Tsai et al., Design and Analysis of the Planetary Gear Drive with Flexible Pins for Wind Turbines
15. Giger, Planetenkoppelgetriebe in Windenergieanlagen mit flexibler Planetenlagerung, DMK, 2003
16. Brevetto US 3'303'713
17. Raeber, R., Weller, U. e Amato, R., A New Gearbox Generation for Vertical Roller Mills, documento tecnico, MAAG Gear AG, 2006
18. <https://www.wikov.com/en/mechanical-gearboxes/according-to-application/wind-and-tidal>, 19.5.2023
19. <http://demo68.51-top.com/up/file/1/2018052821541263.png>
20. C. Röthlin, Flexpin-Optimierung für die Anwendung in einer Multimegawatt-Offshore-Windturbine, Bachelor-Diplomarbeit in Konstruktion, Mechanik & Festigkeit, 2014

Articolo tratto da una relazione presentata all'AGMA FTM 2022 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).