

Verfrühte Ausfälle von Verzahnungen und Wälzlagerungen

Im Allianz Zentrum für Technik (AZT) werden Schadenuntersuchungen an nahezu allen Komponenten von Windenergieanlagen durchgeführt. Einen Schadensschwerpunkt stellt seit mehreren Jahren das Hauptgetriebe zwischen Rotor und Generator dar. Auffällig ist hier die im Vergleich zu anderen Getriebeanwendungen ungewöhnlich hohe Anzahl von verfrühten Ausfällen von Verzahnungen und Wälzlagern. Die Schäden können dabei nicht bestimmten Windenergieanlagen- oder Getriebetypen zugeordnet werden. Ausgehend von einigen typischen, bei Untersuchungen vorgefundenen Schadenbildern werden nachfolgend die Ursachen für die Häufung der Getriebeschäden diskutiert.

1 Schäden an Verzahnungen

In *Bild 1* ist die Sonnenritzelverzahnung aus einem 1,3-MW-Getriebe nach etwa 10 000 Betriebsstunden dargestellt. An den seitlichen Enden der Verzahnung sind plastische Verformungen der Flanke im Eingriffsbereich der Gegenradkanten vorhanden. Hier und im Zahnfußbereich der Flanke liegt Graufleckigkeit – ein oberflächennaher Ermüdungsschaden unter Mischreibungsbedingungen – vor.

VON E. BAUER UND F. WIKIDAL,
ISMANING

Die Berechnung der Pressungsverteilung zeigt, dass die höchsten Pressungswerte im Zahnfußbereich der Ritzelflanke und an den seitlichen Zahnenden auftreten und damit den geschädigten Bereichen auf den Zahnflanken entsprechen. Die ausgeführten Breitenkorrekturen sind allerdings für die Auslegungslast als ausreichend zu bezeichnen. Daraus lässt sich schlussfolgern, dass es im Betrieb zu deutlich höheren elastischen Ver-

formungen kommt als für Nennlast berechnet wird. Bei den vorliegenden großen Verformungsbeträgen der Ritzelwelle und des Planetenträgers stellt sich jedoch die Frage, ob alleine durch Flankenkorrekturen ein ausreichender Lastausgleich für den gesamten Belastungsbereich erzielt werden kann. Hier sind andere konstruktive Lösungsmöglichkeiten, wie beispielsweise elastische Ausgleichselemente (siehe [1] und [2]) oder eine Reduzierung der Verformungen durch steifere Bauweise (größere Achsabstände und damit größere Durchmesser verbunden mit dem Nachteil größerer Masse) zu entwickeln.

Die Rückflanken desselben Sonnenritzels zeigen ähnliche plastische Verformungen an den seitlichen Verzahnungsenden wie die Lastflanke. Daraus lässt sich ableiten, dass Betriebsbedingungen vorhanden sind, bei denen Drehmomentwechsel mit hohen Flankenbelastungen auftreten.

Bild 2 zeigt die Zwischenstufe eines Getriebes mit einer Nennleistung von 600 kW nach einer Betriebszeit von weniger als 15 000 Betriebsstunden. Bei dem dargestellten Schaden

handelt es sich um einen dreiecksförmigen Flankenausbruch ausgehend vom Zahnfußbereich der Flanke und damit um einen Ermüdungsschaden durch lokale Überlastung. Die Position des Flankenschadens entspricht den Bereichen, die unter Berücksichtigung der vorhandenen Flankenkorrekturen bei Nennlast und darüber hinaus die höchsten lokalen Belastungen aufweisen. Die berechneten Flankensicherheiten liegen im Bereich der von den Zertifizierungsgesellschaften vorgeschriebenen Mindestsicherheiten.

Bei der in *Bild 3* dargestellten Zwischenstufe eines 1,5-MW-Getriebes trat ein Flankenbruch nach etwa 10 000 Betriebsstunden auf. Bei Flankenbrüchen handelt es sich ebenfalls um Ermüdungsschäden, bei denen ausgehend von nichtmetallischen Einschlüssen im Übergang von der Einsatzhärteschicht zum Kerngefüge ein Schwingungsrisss startet [3]. Die Schadenuntersuchung zeigte, dass die Verzahnung mit niedrigen Flankensicherheiten ausgeführt war und der Reinheitsgrad der Verzahnung an der unteren zulässigen Grenze lag.

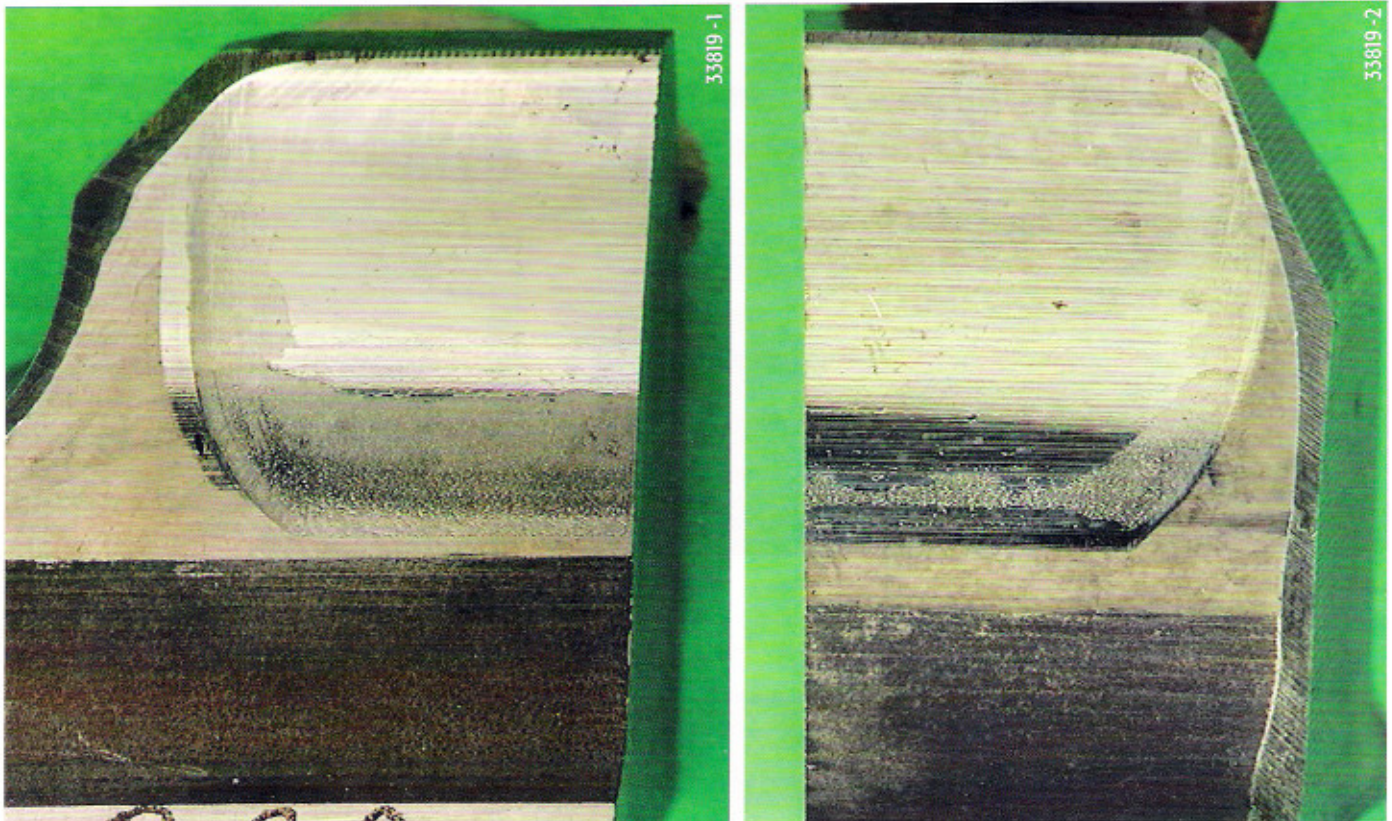


Bild 1
 Sonnennritzel mit plastischen Verformungen und Graufleckigkeit

2 Schäden an Wälzlagern

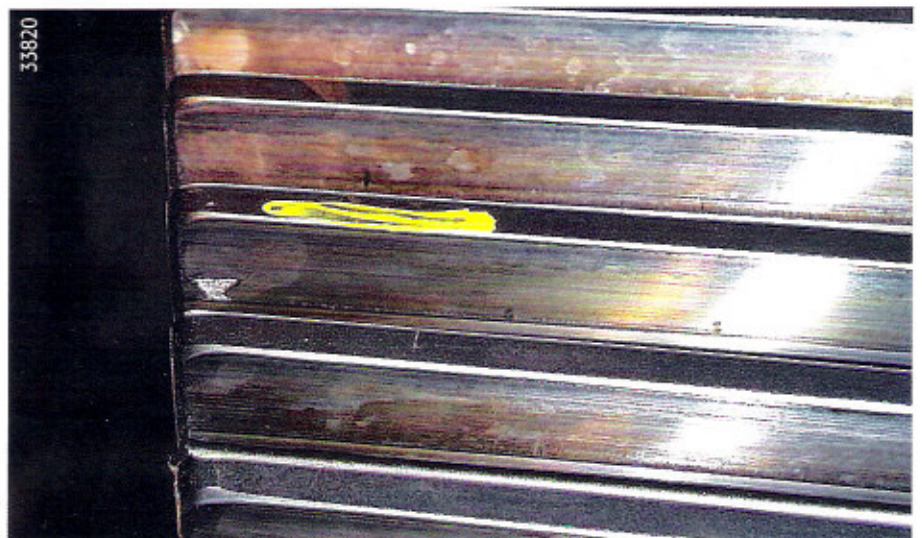
In *Bild 4* ist der Innenring eines Pendelrollenlagers eines schrägverzahnten Planetenrads aus einem Getriebe mit einer Nennleistung von 1,5 MW dargestellt. Die Laufzeit des Lagers bis zum Schaden betrug etwa 10 000 Betriebsstunden. Typisch für dieses Schadenbild ist eine deutlich stärkere Schädigung jeweils einer Laufreihe, was auf hohe Axialbelastungen hindeutet. Die spiegelnd glänzende Laufbahnoberfläche zeigt, dass darüber hinaus ein dünner Schmierfilm vorgelegen hat, der sich durch erhöhte Lagertemperaturen infolge unzureichender Wärmeabfuhr im Planetenlager erklären lässt.

Ähnliche Schadenbilder mit einseitigen Laufbahnschälungen von Pendelrollenlagern finden sich auch an den meist schwimmend gelagerten Zwischenwellen der Getriebe. In einem 500-kW-Getriebe traten Ermüdungsschäden sowohl am Festlager als auch am Loslager der Zwischenwelle jeweils auf der außenliegenden Laufbahn der beiden Innenringe auf (*Bild 5*). Vorgefundene axiale Fressspuren am Außendurchmesser des Loslageraußenrings belegen, dass die axiale Verschiebung behindert war. Die Schäden an beiden

Lagern deuten auf eine axiale Verspannung der Lager hin, welche entweder durch Montagefehler oder durch eine bleibende Verschiebung des Loslageraußenrings im Betrieb durch hohe axiale Kräfte verursacht wurde.

Häufig festzustellen sind umlaufende Fressriefen an den Außendurchmessern von Planetenradlagern. Die Vermessung der Lageraußendurchmesser und der Bohrungen

Bild 2
 Rad einer Zwischenstufe mit dreiecksförmigem Flankenausbruch



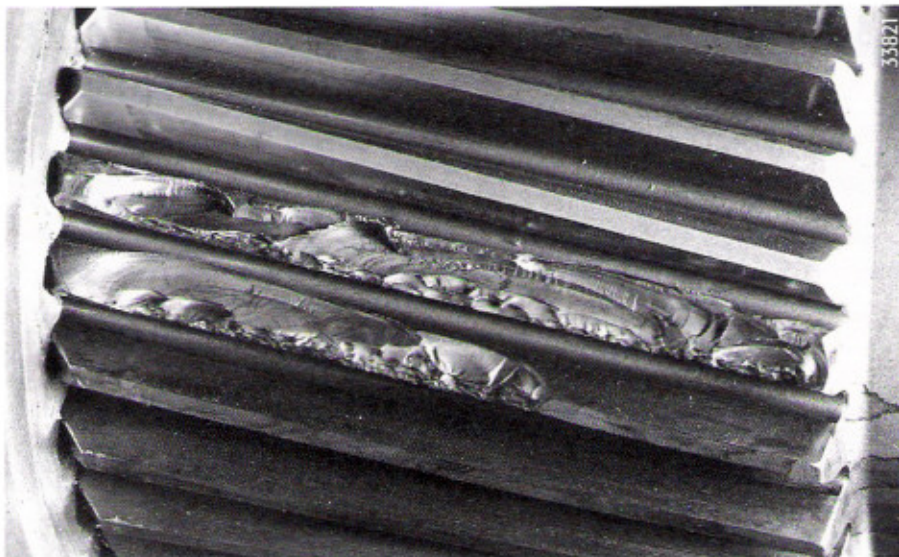


Bild 3
Ritzel einer Zwischenstufe mit Flankenbrüchen

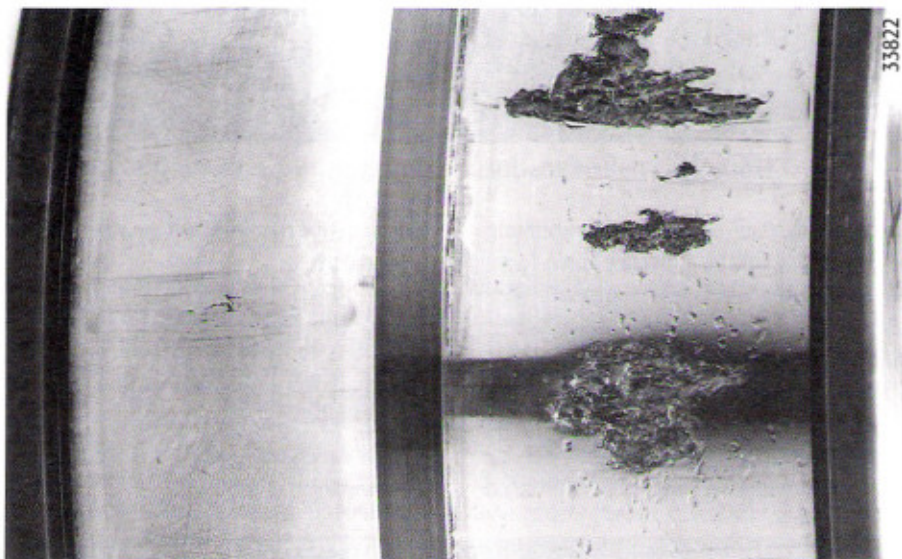


Bild 4
Pendelrollenlager einer Planetenstufe mit einseitiger Laufbahnschälung

der Planetenräder zeigen, dass die vorgegebenen Presspassungen fehlerfrei ausgeführt sind. Das Durchdrehen der Lageraußenringe in der Bohrung lässt sich hauptsächlich durch Mikrowandern des Presssitzes erklären. Bei

zunehmendem Materialabtrag im Lagersitz sind Folgeschäden nicht auszuschließen.

Auch in den nachgeschalteten Stirnradstufen der Getriebe von Windenergieanlagen treten umlaufende Fressriefen an den Außendurchmessern der Lager auf. Ursächlich für das Durchdrehen können stoßhaft wechselnde Lastrichtungen im Lager sein, die zu einem plötzlichen Be- und Entlasten einzelner Rollen führen und damit Umfangskräfte auf die Lagerringe bewirken. Im weiteren Schadenverlauf führt dies zu einem Materialabtrag in der Gehäusebohrung und über eine Schiefstellung der Welle zu Verzahnungsschäden.

3 Belastungsverhältnisse in Windenergieanlagen

Vom AZT wurden Drehmoment- und Schwingungsmessungen an Windenergieanlagen durchgeführt [4]. Vor allem an den gemessenen Drehmomentverläufen werden die hoch dynamischen Belastungsverhältnisse in Antriebssträngen von Windenergieanlagen deutlich.

Bild 6 zeigt den Drehmoment- und Drehzahlverlauf einer stall-geregelten Windenergieanlage bei einer mechanischen Bremsung. Im Stillstand kommt es hier zu wechselnden Drehmomentstößen mit Ausschlägen über dem Wert des Nennmoments. Bei unregelmäßigen Notstopps (ohne vorherige aerodynamische Abbremsung) wurden vom AZT Drehmomentstöße mit Ausschlägen von über dem 3,5fachen Nennmoment gemessen.

Der Drehmomentverlauf während der Drehzahlanpassung bei einer Polumschaltung ist in Bild 7 dargestellt. Auch hier kommt es im Drehmomentverlauf zu Nulldurchgängen. Gleichzeitig sind dabei am Getriebegehäuse Schwingungsausschläge in axialer Richtung festzustellen. Dies deutet darauf hin, dass axiale Stöße auf Lager und Verzahnungen auftreten, welche nicht im Drehmoment erfasst werden.

Diese Beispiele zeigen, dass in Windenergieanlagen durch transiente Betriebsvorgänge (wie beispielsweise Bremsungen, Polumschaltungen oder Netzstörungen) hohe dynamische Belastungen induziert werden, die mit üblichen Belastungsverhältnissen von Standard-Industrie-Anwendungen nicht vergleichbar sind. Entscheidend für die Ermittlung der Belastungen ist dabei die Betrachtung des Antriebsstrangs als dynamisches Gesamtsystem insbesondere unter Berücksichtigung des dynamischen Verhaltens des Generators [5].

Darüber hinaus sind die Auswirkungen auf die lokalen Bauteilbelastungen noch nicht ausreichend bekannt. So können bei stoßhaften Drehmomentwechseln deutlich ungünstigere Lastverteilungen in den Verzahnungen und Lagern vorliegen als bei dauerhafter Belastung mit dem gleichen Drehmoment. Die Getriebeauslegung mithilfe einer Lastkollektivrechnung, wie sie zurzeit vorgeschrieben ist, berücksichtigt diese Effekte nicht in ausreichendem Maße und führt damit zu Fehleinschätzungen bei der Dimensionierung der Getriebe. Weitere Erkenntnisse hierzu kön-

Bild 5

Pendelrollenlager einer Zwischenwelle mit einseitiger Laufbahnschälung

nen Messungen der tatsächlichen lokalen Bauteilbeanspruchungen bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen liefern.

4 Getriebeauslegung

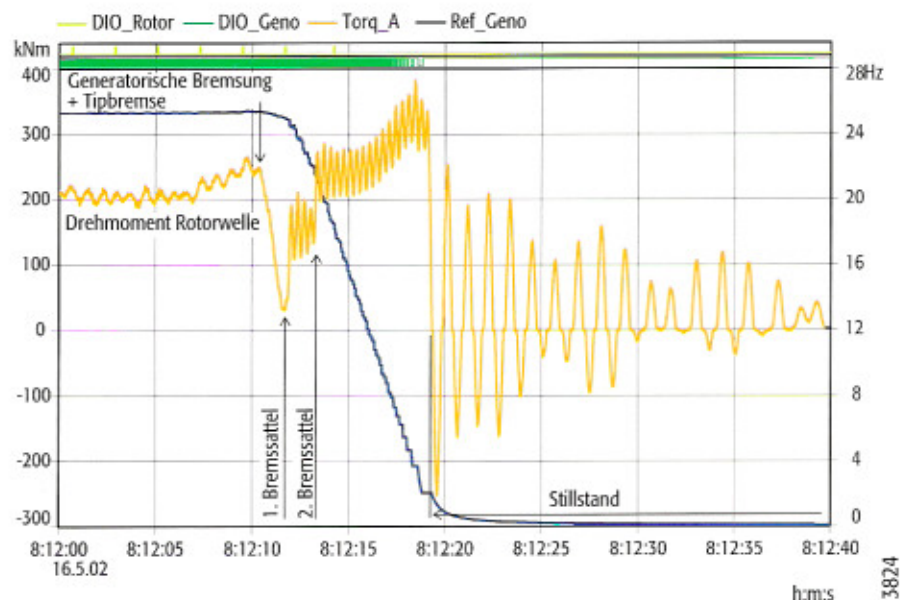
Die Vielzahl der Ermüdungsschäden an Verzahnungen nach sehr kurzen Laufzeiten deutet an, dass die Verzahnungen hoch belastet sind. Zum Vergleich der Belastung von Verzahnungen kann der Kennwert für die Hertzsche Pressung K^* nach [6] herangezogen werden. Industriegetriebe weisen danach üblicherweise einen Wert von $K^* < 7$ auf. Die Nachrechnung der im AZT untersuchten Getriebe von Windenergieanlagen zeigt, dass für eine Vielzahl der Verzahnungen $K^* > 7$ gilt. Die Mehrzahl der Schäden konzentriert sich auf hoch belastete Verzahnungen.

Eine ähnliche Aussage folgt aus der Betrachtung der derzeit verwendeten Mindestsicherheiten und Anwendungsfaktoren. Die Mehrzahl der vom AZT untersuchten Getriebe wiesen bei Anwendungsfaktoren von $K_A = 1,1 \dots 1,2$ Flankensicherheiten knapp über $S_H = 1,2$ auf, was den derzeit geforderten Werten der Zertifizierungsgesellschaften entspricht. Nach [6] werden für die Verzahnungsauslegung mit K_A und Nennmoment deutlich höhere Sicherheitswerte ($S_H = 1,3 \dots 1,6$ bei hohen Folgekosten) und Anwendungsfaktoren ($K_A = 1,5$ für starke Stöße der Antriebsmaschine) empfohlen. Falls das der Berechnung zugrunde gelegte Lastkollektiv den auftretenden Bauteilbelastungen entspricht, sind nach [6] auch niedrigere Sicherheiten für die Verzahnungsauslegung unter Berücksichtigung eines Lastkollektivs zulässig. Nach Auffassung des AZT ist dies in Windenergieanlagen nicht gegeben, da in den vorgegebenen Lastkollektiven das dynamische Verhalten des Antriebsstrangs nicht ausreichend berücksichtigt wird.

Bei den untersuchten Laufbahnschäden der Wälzlager handelt es sich in der Mehrzahl ebenfalls um Ermüdungsschäden, die vor allem in den Planetenstufen durch zu dünnen Schmierfilm infolge unzureichender Wärmeabfuhr begünstigt werden. Die Lauf-



33825



33824

Bild 6

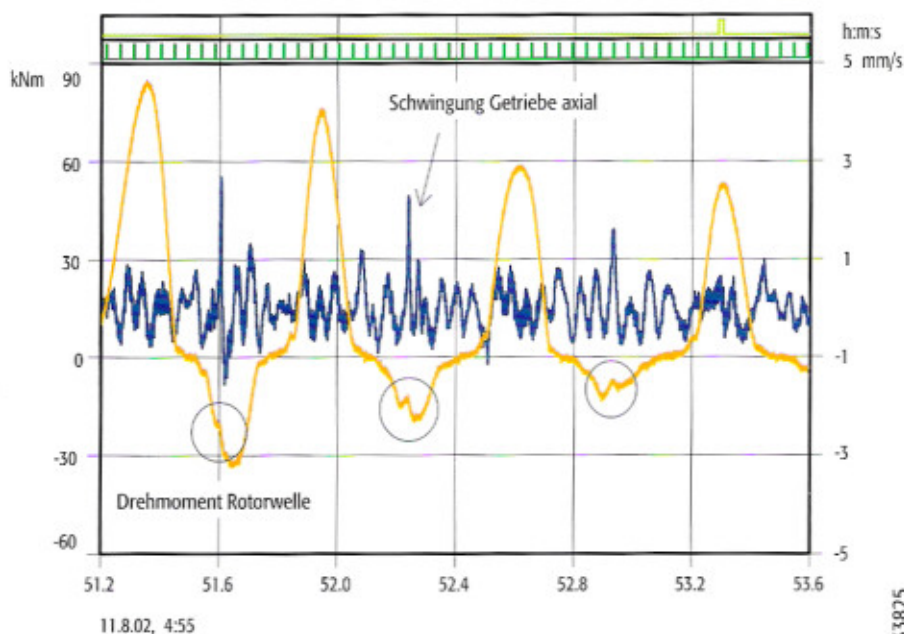
Drehmoment- und Drehzahlverlauf bei einem Bremsvorgang

zeiten bis zum Schaden liegen dabei deutlich unter der rechnerischen Ermüdungsdauer. Die Häufung von Lagerschäden in Lagerungen mit großem Axialspiel deutet darauf hin, dass auch hier das dynamische Verhalten des Antriebsstrangs – insbesondere das Auftreten von Wechselmomenten, welche über die Schrägverzahnungen zu Axialstößen führen können –, einen wichtigen Einfluss hat. Neben einer ausreichenden Dimensionierung der Lager muss auch die Konzeption der Lagerungen den spezifischen

Belastungsverhältnissen in Windenergieanlagen Rechnung tragen. Ein möglicher Lösungsansatz ist dabei der Einsatz von hydrostatischen Gleitlagern [7].

Bild 7

Drehmomentverlauf und axiale Schwingung bei einer Polumschaltung



33825

5 Zusammenfassung

Untersuchungen an Getrieben von Windenergieanlagen im AZT weisen darauf hin, dass die große Anzahl der verfrühten Ausfälle von Wälzlagern und Verzahnungen darauf zurückzuführen ist, dass bei Auslegung und Konstruktion der untersuchten Getriebe nicht die tatsächlich auftretenden Bauteilbelastungen berücksichtigt werden. Messungen der tatsächlich auftretenden Betriebsbelastungen zeigen, dass die Anforderungen an ein Getriebe in einer Windenergieanlage deutlich über die von Standard-Industrie-Anwendungen hinausgehen und daher wesentlich höhere Sicherheiten erfordern. Grundlegend für die Dimensionierung der Getriebe ist dabei die Kenntnis des dynamischen Verhaltens des Gesamtsystems vor allem bei transienten Vorgängen.

Es ist davon auszugehen, dass mit zunehmender Anlagengröße, wie derzeit für den Offshore-Bereich geplant, auch die dynamischen Belastungen weiter steigen. Um eine ausreichende Betriebssicherheit zu erreichen, müssen aus Sicht des AZT daher – über die Einhaltung von ausreichenden Mindestsicherheiten hinaus – spezifische Getriebe-konzepte entwickelt werden, welche die tatsächlich auftretenden, hoch dynamischen Belastungsverhältnisse in Windenergieanlagen konstruktiv berücksichtigen.

Literatur

- [1] Bodmer, M.: Lastverzweigungsgetriebe für Multi-Megawatt-Windenergieanlagen. In: Allianz Report 2004, S. 32–36.
- [2] Hicks, R.: Epicyclic Gears and Torque Limitation for Wind Turbines. Vortrag: AZT-Expertentage »Windenergieanlagen«; Ismaning, 10./11. November 2003.
- [3] Bauer, E.: Flankenbrüche bei Hochleistungsgetrieben. In: Allianz Report 71 (1998), H. 2, S. 79–87.
- [4] Gellermann, T.: Reale Belastungen des Antriebsstranges von Windenergieanlagen. Vortrag: Technische Akademie Esslingen (TAE) »14th International Colloquium Tribology«, 13.–15. Januar 2004.
- [5] Beckert, U.: Modellierung und Simulation des dynamischen Verhaltens der doppelt gespeisten Asynchronmaschine als drehzahlvariabler Generator. Vortrag: AZT-Expertentage »Windenergieanlagen«; Ismaning, 10./11. November 2003.
- [6] Niemann, G.; Winter, H.: Maschinenelemente; Band 2, Getriebe allgemein, Zahnradgetriebe – Grundlagen, Stirnradgetriebe. – 2. Auflage – Berlin; Heidelberg; New York et al.: Springer, 1989.

- [7] Weiß, T; Pinnekamp, B: Erfahrungen mit einem modifizierten Konzept von Getrieben der Megawatt-Klasse. In: Allianz Report 2004, S. 28–31.

Dipl.-Ing. Erwin Bauer,
Allianz Zentrum für Technik GmbH,
D-85729 Ismaning
Fax: (089) 38 00-63 22
E-mail: erwin.bauer@allianz-azt.de

Dr.-Ing. Ferdinand Wikidal,
Allianz Zentrum für Technik GmbH,
D-85729 Ismaning
Fax: (089) 38 00-63 22
E-mail: ferdinand.wikidal@allianz-azt.de