

Risiken und Schäden Risks and Damages

Dipl. Ing. Erwin Bauer, Allianz Center for Technology GmbH, Ismaning

1. Entwicklung

Nach neusten Ermittlungen des DEWI liegen die Ersatz- und Reparaturleistungen von Windturbinen über 20 Jahre Laufzeit gerechnet bei 64 bis 71% der Gesteungskosten von ca. 1.700.- DM/kW Leistung oder 650.- DM/m² Rotorfläche. Sind Schäden am mechanischen Strang oder an den Rotorblättern zu verzeichnen, so verschlingen Reparaturkosten etwa 80 bis 120% der Gesteungskosten.

Die Entwicklung von Windturbinen ist dadurch geprägt, dass innerhalb relativ kurzer Zeit eine enorme Leistungssteigerung zu beobachten ist. Beginnend bei 250 kW Anlagen nahm die Leistung innerhalb weniger Jahre auf 500 bzw. 600 kW zu. Diese besitzen Rotoren mit Durchmessern von 40 bis 50 m und Masthöhen von 60 bis 70 m. Durch Vergrößerung der Rotordurchmesser auf bis zu 70 m und Turmhöhen auf bis zu 100 m war eine weitere Leistungssteigerung auf 1 MW, 1,3 MW und 1,5 MW möglich. Derzeit werden Anlagen bis zu 2,5 MW angeboten, Planungsaufträge für Turbinen bis zu 5 MW liegen vor. In den kommenden Jahren werden wohl die Offshore – Turbinen mit grosser Leistung zum bestimmenden Thema der Windenergienutzung.

2. Schadensschwerpunkte

Seit sechs bis acht Jahren analysiert das Allianz Zentrum für Technik (AZT) die primären Ursachen von Schäden an Komponenten von Windturbinen.

Dabei kristallisieren sich folgende Schadensschwerpunkte heraus :

- o Lager und Verzahnungen in Getrieben
- o Wälzlager in Generatoren
- o Getriebeöl
- o Rotorlager
- o Kupplung
- o Azimutantrieb
- o Gondelbefestigung
- o Rotorblätter
- o Rotorwelle

Die Aufzählung umfasst nahezu alle wesentliche mechanischen Komponenten einer Windturbine. Die Auflistung erhebt keinen Anspruch auf Vollständigkeit, es zeigt sich aber, dass die Getriebe zahlenmässig am Häufigsten im AZT untersucht wurden, gefolgt von den Wälzlagern aus Generatoren, etc ... Die angelieferten Schadenstücke stammten zum grossen Teil von stallgeregelten Anlagen. Aufgrund der Leistungssteigerung gelten z.B. Getriebe einer Leistungsklasse in der Regel nach nur einem halben Jahr Betrieb schon als Seriengetriebe. Damit ist die Prototypenerprobung viel zu kurz, um Betriebserfahrungen für die nächsthöhere Leistungsklasse zu nutzen.

Tritt ein systematischer Fehler auf, so ist eine Häufung gleichartiger Schäden (Serien Schaden) mit all seinen Konsequenzen die Folge.

Die Häufigkeit der Ausfälle ist kaum mehr zu akzeptieren.

1. Development

The newest findings of the DEWI suggest that the replacement and repair costs of wind turbines over an operating period of 20 years are between 64 and 71% of the production costs of approximately 1700 DM/kW or 650 DM/m² rotor area. If damage should occur to the mechanical train and the rotor blades, repair costs consume some 80 to 120% of the production costs.

The development of wind turbines is characterized by an enormous increase in power in a relatively short time. Starting with 250 kW turbines, the power rose within a few years to 500 or 600 kW. These installations have rotors with diameters of some 40 to 50 m and mast heights of some 60 to 70 m. A further increase in power to 1, 1.3 and 1.5 MW would be possible by increasing the rotor diameter to as much as 70 m at mast heights of up to 100 m. Turbines of up to 2.5 MW are currently on offer and there are planning contracts for wind turbines up to 5 MW.

In the coming years, offshore installations of larger power will certainly be the main subject of discussion in wind energy utilization.

2. Main centers of damage

During the last six to eight years, the Allianz Center for Technology GmbH (AZT) has been analyzing the primary causes of damage to components of wind turbines. The following main centers of damage have become apparent:

- o Gear train bearings and teeth
- o Generator roller bearings
- o Gearbox oil
- o Rotor bearings
- o Coupling
- o Azimuth drive
- o Nacelle fastening
- o Rotor blades
- o Rotor shaft

The above listing comprises almost all the essential mechanical components of a wind turbine. Although it makes no claim to completeness, the list does show that the gear train has been the numerically most frequently investigated item at AZT, followed by the roller bearings of the generators, etc. The damaged parts supplied mainly originate from stall-controlled turbines.

Because of the increase in power within a short period, gear trains of a power class, for example, are generally already considered as series gear trains after only half a year of operation. In consequence, the prototype testing is much too short for operating experience to be used for the next higher power class. If a systematic fault occurs, the result is an accumulation of similar cases of damage (series damage) with all its consequences.

The frequency of the failures is now almost unacceptable. Using a few selected examples of damage (gear train,

Anhand weniger ausgewählter Schadenbeispiele (Getriebe, Generator) soll auf einzelne primäre Schadenursachen eingegangen werden, die grob den Feldern

- o Lastannahmen (Auslegungsrichtlinien)
 - o Konzeption und Konstruktion
 - o Betriebsweise
 - o Montage/Ausrichtung
 - o Wartung
- zuzuordnen sind.

3. Getriebe

3.1. Auslegung

Die Tragfähigkeitsberechnung der Verzahnungen erfolgt in der Regel nach DIN 3990 oder ISO 6336. Hierbei berücksichtigt der Anwendungsfaktor K_A alle Kräfte die – über die Umfangskraft bei Nennleistung hinaus – von aussen in das Getriebe eingeleitet werden. Die Zusatzkräfte hängen ab von der Charakteristik der An- und Abtriebsmaschine, den Massen- und Federsteifigkeiten im Strang und den Betriebsbedingungen.

Es existieren grundsätzlich zwei Möglichkeiten, den Faktor K_A zu bestimmen.

- a. Er wird durch die sorgfältige Messung oder durch umfassende Systemanalyse – basierend auf gründlicher Betriebserfahrung in dem betreffenden Anwendungsgebiet – bestimmt. Dazu ist ein Lastkollektiv zu ermitteln, was einen erheblichen Aufwand bedeutet.
- b. Die zweite Möglichkeit besteht darin, Anhaltswerte für K_A zu verwenden. Diese existieren für eine Reihe von Kombinationen 'Antriebsmaschine - getriebene Maschine' und sind abhängig von der Art der Arbeitsweise. In der DIN 3990 wird man vergeblich nach Anhaltswerten für Windturbinen suchen. In /1/ ist für Dreiblattanlagen ein Wert von $K_A = 1,3$ angegeben. Getriebe zwischen Gas/Dampfturbinen und Generatoren werden mit vergleichbaren Anwendungsfaktoren ausgelegt - wobei nur schwer vorstellbar ist, dass die Drehmomenten – Schwankungen aus den verschiedenen Antrieben (Windturbinen und Gas/Dampfturbinen) vergleichbar sind. Hinzu kommt, dass für unterschiedliche Standorte von Windturbinen unterschiedliche Lastkollektive unterstellt werden können.

Beispiel

Das nachfolgend genannte Schadenbeispiel zeigt die Diskrepanz zwischen dem für den Standort repräsentativen und dem realen Lastkollektiv auf.

In einem Windpark im aussereuropäischen Ausland mit 40 x 380 kW Windturbinen stellte man nach nur drei – bis

generator), individual primary causes of damage are considered and these can be roughly associated with the following areas:

- o Load acceptance (design guidelines)
- o Concept and design
- o Mode of operation
- o Assembly/alignment
- o Maintenance.

3. Gear train

3.1 Design

The calculation of the load-carrying capacity of the teeth generally takes place as described in DIN 3990 or ISO 6336. The application factor K_A - in these standards makes allowance for all the forces which – in addition to the peripheral force at nominal power – are introduced from outside to the gearbox. The additional forces depend on the characteristics of the driving and driven machine, the mass and spring stiffnesses in the train and the operating conditions. Fundamentally, there are two possibilities for determining the K_A factor.

- a. The first possibility is to determine the factor by careful measurement or by comprehensive system analysis – based on thorough operating experience in the relevant area of application. For this purpose, a load ensemble has to be determined and this implies a substantial effort.
- b. The second possibility consists in using reference values for K_A . These exist for a series of combinations of 'driving machine and driven machine' and depend on the type of operating mode. Anyone searching for reference values for wind turbines in DIN 3990 will be disappointed. A value of $K_A = 1.3$ is given for three-blade converters in /1/. Gear trains between gas or steam turbines and generators are designed with comparable application factors - but it is difficult to imagine that the torque fluctuations from the drive (wind turbine vis à vis gas/steam turbine) are comparable. In addition, different load ensembles can be assumed for different wind turbine sites.

Example

The damage example quoted below indicates the discrepancy between the representative and the real load ensemble for the site.

In a non-European wind park which consists of forty wind turbines with a rated power of 380 kW, gear teeth damage was found on six three-stage spur gear trains af-

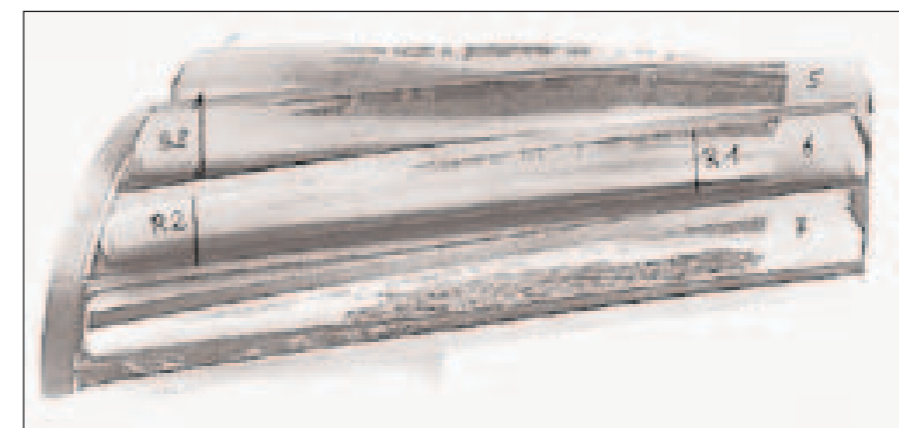


Bild 1 :
Ermüdungsschaden an den Lastflanken nach nur drei- bis fünfmonatigem Betrieb.

Fatigue damage on the load flanks after only some three to five months of operation

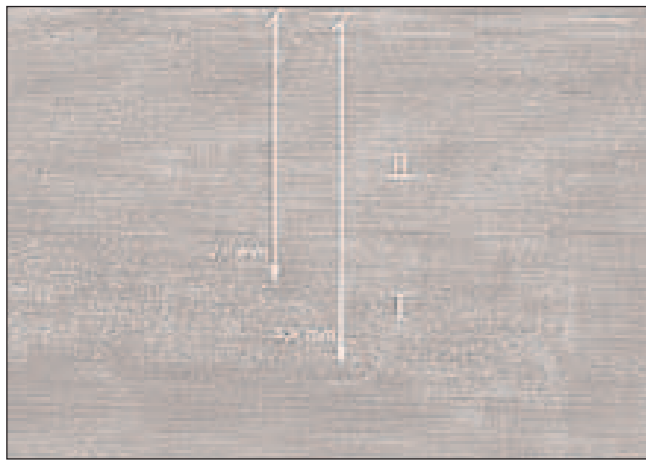


Bild 2 : Lastflanke / Load flank



Bild 3 : Graufleckigkeit / Gray stain

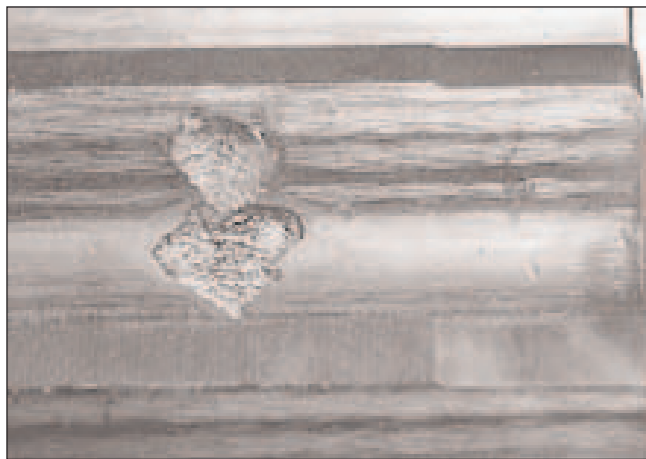


Bild 4 : Dreieckiger Flankenausbruch nach 60.000 Bh / Triangular flank break-out after 60,000 h of operation

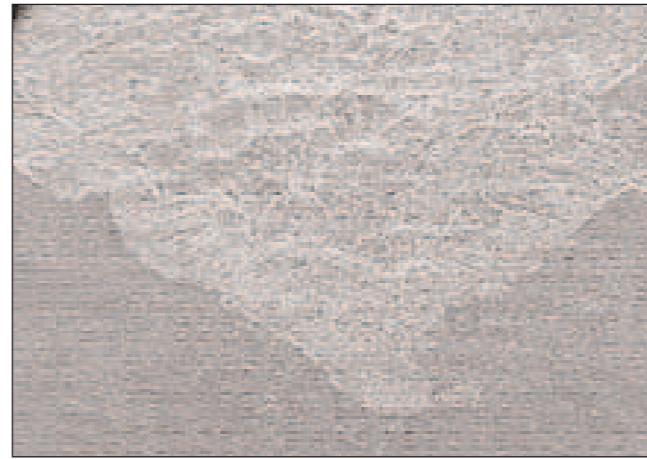


Bild 5 : Schadensausgang - Detail aus Bild 5 End of damage (excerpt from Fig. 5)

fünfmonatigem Betrieb an sechs dreistufigen Stirnradgetrieben Verzahnungsschäden fest. Einzelne Zähne zeigten dabei an den Lastflanken nur im Bereich der Drehmomenteneinleitung (rechts Abb.2) Anrisse im negativen Schlupf, aus denen sich durch zyklisches Risswachstum Flankenausbrüche über 60 bis 80% der Zahnbreite entwickelt haben. Der Getriebehersteller hat mit $P_{nenn} = 380$ kW und $K_A = 1,3$ ausgelegt. Aus der Tragfähigkeitsberechnung - die überprüft keinen Anlass zur Beanstandung gab - geht hervor, dass die Flankensicherheit von $S_H = 1,3$ die Empfehlungen in /1,2/ widerspiegelt und dass der Breitenfaktor $K_{H\beta}$ 1,15 beträgt. Dieser Faktor berücksichtigt den Einfluss der Kraftverteilung über die Zahnbreite auf die Tragfähigkeit. Es ist deutlich darauf hinzuweisen, dass er erheblichen Einfluss auf die Sicherheitsfaktoren hat. Bei Betrachtung des tatsächlichen Tragbildes (Abb. 1) geht hervor, dass der $K_{H\beta}$ Faktor mit mindestens 2 anzusetzen ist.

Im vorliegenden Fall reduziert sich damit die Flankensicherheit von $S_H = 1,3$ auf $S_H \leq 1$. Dies heisst, dass über das Getriebe **deutlich höhere Lasten** übertragen wurden als in der Auslegung mit $P_{nenn} = 380$ kW und $K_A = 1,3$ zugrunde gelegt wurden.

3.2 Schmierung

Die Wahl der Ölart, der Ölsorte, der Viskositätsklasse und der Art der Ölzuführung liegen im Verantwortungsbereich des WKA - Herstellers. Aus vielen AZT - Unter-

ter only some three to five months of operation. Individual teeth showed incipient cracks in negative slip on the load flanks in the torque introduction region only (on the right in Fig. 2) and from these, flank break-outs have developed over some 60 to 80% of the tooth width due to cyclic crack growth. The gear manufacturer had used a rated power of 380 kW and a K_A of 1.3 in the design ($P_{nenn} = 380$ kW and a $K_A = 1.3$).

From the load-carrying calculation - which were checked and gave no cause for objection - it appears that the flank safety factor of $S_H = 1.3$ reflects the recommendations in /1, 2/ and the width factor $K_{H\beta}$ is 1.15. This factor allows for the influence on the load-carrying capability of the load distribution over the tooth width. It should be clearly understood that it has a substantial influence on the safety factors. It is apparent from consideration of the actual contact pattern (Fig. 1) that the $K_{H\beta}$ factor to be employed should be at least 2.

In the present case, this reduces the flank safety factor from $S_H = 1.3$ to $S_H \leq 1$. This means that **substantially higher loads** were transmitted via the gear train than were assumed when designing with a $P_{nenn} = 380$ kW and a $K_A = 1.3$.

3.2 Lubrication

The selection of the type of oil, the oil variety, the viscosity class and the type of oil supply lies within the field of responsibility of the manufacturer. Many AZT investiga-

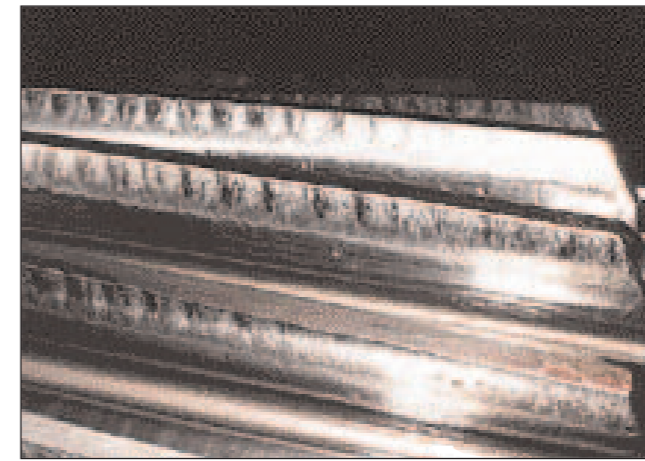


Bild 6 : Fressschaden / Scuffing damage

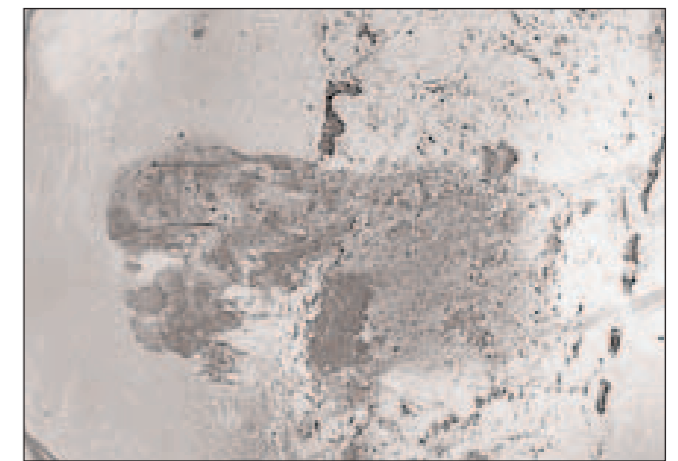


bild 7 : Kugel mit Schlupfstelle S Ball with slip location S

suchungen von Ölproben zeigt sich immer wieder, dass aufgrund deutlich zu hoher Öltemperaturen (zum Teil über 90°C) ein thermisch - oxidativer Abbau stattfindet, das Öl damit schneller altert und am Ende des Prozesses ö unlösliche Feststoffsubstanzen stehen, die bis hin zu einer Ölverschlämung führen können. Die Öltemperaturen können im Vorfeld durch eine Wärmehaushaltsberechnung abgeschätzt werden. Diese ist natürlich stark abhängig vom Standort der Turbine. Weiterhin ist bei den AZT - Untersuchungen festzustellen, dass häufig Fremdpartikel im Öl in unzulässigen Mengen vorhanden sind. Offensichtlich ausgelöst durch Serienschäden geht man derzeit dazu über, die Getriebe mit Ölumlauflubrication, Ölfilter und Ölkühler auszurüsten, was eine begrüssenswerte Entwicklung darstellt.

Dem negativen Einfluss einer Ölalterung kann auch dadurch entgegengewirkt werden, dass der Ölpflege und der Ölwartung mehr Aufmerksamkeit geschenkt wird. Der Zustand des Öls sollte anhand von Proben laufend kontrolliert werden, um über einen rechtzeitigen Ölwechsel zu entscheiden. Dies liegt eher im Verantwortungsbereich des Betreibers.

Mit steigender Öltemperatur nimmt die Viskosität des Öls deutlich ab. Dies hat negativen Einfluss auf den Schmierfilmaufbau sowohl in den Verzahnungen als auch in den Wälzlagern. Die Abb. 2 und 3 zeigen einen Graufleckigkeitsschaden an einen WKA - Getriebe, der durch einen zu niedrigen λ - Wert /3/ infolge zu niedriger Betriebsviskosität verursacht wurden. Aus der Graufleckigkeit kann sich je nach Belastung und Laufzeit ein dreiecksförmiger Flankenausbruch entwickeln (Abb. 4,5), der das Ende der Lebensdauer des Zahnrades anzeigt.

3.3 Betriebsweise

An manchen WKA wird kurz nach der Inbetriebnahme Fressen festgestellt. Beim Fressen verschweissen die Zahnflanken von Ritzel und Rad örtlich unter hohem Druck und hoher Temperatur miteinander. Sie werden danach sofort aufgrund der Relativbewegung wieder auseinandergerissen, sodass die in Abb. 6 gezeigten typischen Fressmarkierungen entstehen.

Der Schadentyp "Fressen" hat kein Zeitfestigkeitsgebiet, d.h. bereits ein einmaliges Überschreiten der kritischen Bedingungen führt zur Ausbildung von Fressmarkierungen. Als kritische Bedingungen sind anzuführen die Inbetriebnahme bei hohen Windlasten sowie einzelne Stösse

tions of oil samples from windturbines have repeatedly shown that, due to excessively high oil temperatures (sometimes greater than 90 °C), a thermal oxidation build-up occurs. In consequence, the oil ages more rapidly and, at the end of the process, there are solid substances insoluble in oil which can even lead to sludging of the oil. The oil temperatures could be estimated in advance by a thermal budget calculation. This, of course, depends greatly on the particular location. The AZT investigations also show that unallowable quantities of foreign particles are frequently present in the oil. Obviously initiated by series damage, action is currently taking place to provide the gears with oil circulation lubrication, oil filters and oil coolers - a development which is to be welcomed.

It is possible to combat the negative influence of oil aging by paying more attention to the care and maintenance of the oil. The oil condition should be continually inspected, using samples, so that the decision to change the oil can be made in good time. This action lies more in the field of responsibility of the operator.

With increasing oil temperature, the viscosity of the oil decreases substantially. This has a negative influence on the build-up of the lubricating film, both in the gear teeth and in the roller bearings. Fig. 2 and 3 shows gray stain damage in the gears of a windturbine. This was caused by an excessively low λ value /3/, due to excessively low operating viscosity. These damage images are sometimes also found in the roller bearings of gear trains. Depending on the load and the operating period, the gray stain can lead to a triangular flank break-out (Fig. 4, 5), which indicates the end of the useful life of the gear-wheel.

3.3 Mode of operation

On many windturbines, scuffing is found shortly after commissioning (Fig. 7). During scuffing, the tooth flanks of wheel and pinion weld together locally due to high pressure and high temperature. They are then torn apart again because of the relative motion so that the typical scuffing marks shown in Fig. 6 appear.

The "scuffing" type of damage does not have a "fatigue" life, i.e. scuffing marks are formed even if the critical conditions are exceeded only once. Critical conditions which may be mentioned are putting the converter into operation at high wind loads and individual shocks at low speeds, for example when slowing down. Given an ade-



Bild 8 : Massiver Verschleiss an den Kugelführungsflächen eines Messing - Massivkäfigs
Massive wear on the ball guide surfaces of a solid brass cage.

bei niedrigen Umdrehungsgeschwindigkeiten, z.B. beim Bremsen. Bei ausreichender Fresssicherheit (die Fresssicherheit ist in den Auslegungsrichtlinien zu vereinbaren) sowie durch die Wahl günstiger Gleitverhältnisse (Übersetzung in die schnelle Seite) kann der Fressschaden durch ein Einfahren der Getriebe verhindert werden.

4. Wälzlager

4.1 Dimensionierung

Die Wälzlager werden generell so dimensioniert, dass aus der Erfahrung gewonnene dynamische Kennzahlen f_L erreicht werden (die sich für den jeweiligen Anwendungsfall in der Praxis bewährt haben). Die dynamische Kennzahl f_L leitet sich aus dem nach DIN ISO 281 genormten Berechnungsverfahren der nominellen Lebensdauer ab :

$$(1) \quad L_{10h} = \frac{10^6}{n \cdot 60} \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

L_H = Nominelle Lebensdauer [Bh]
 N = Drehzahl [min⁻¹]
 C = Dynamische Tragzahl [kN]
 P = Dynamisch äquivalente Belastung [kN]
 p = Lebensdauerexponent

Zu

$$(2) \quad f_L = 10: \sqrt[3]{\frac{L_h}{500}}$$

f_L = Dynamische Kennzahl

Das Berechnungsverfahren setzt als Ausfallursache Werkstoffermüdung voraus. In den Lagerkatalogen der Wälzlagerhersteller sind solche Richtwerte angegeben. So wird z.B. für Getriebe eine dynamischen Kennzahl von 2 bis 4,5 angegeben, was einer nominellen Lebensdauer von etwa 5.000 bis 70.000 Bh entspricht. Für Maschinen im Dauerbetrieb wird ein f_L - Wert von 3,5 bis 5 (nominelle Lebensdauer von 30.000 bis 100.000 Bh) vorausgesetzt. Für Generatorlager empfiehlt man f_L 4 bis 5 (nominelle Lebensdauer von 30.000 bis 100.000 Bh).



Bild 9 : Blick auf Kugelführungsfläche. Wulstförmig aufgeschichtetes Käfigmaterial W
View onto ball guide surface bulge-shape coating on cage material W

quate scuffing safety factor – the scuffing safety factor has to be agreed in the design guidelines – and the selection of suitable sliding ratios – step-up transmission! – the scuffing damage can be prevented by running in the gearbox.

4. Roller bearings

4.1 Dimensioning

The roller bearings are generally dimensioned in such a way that dynamic characteristics f_L are achieved which have been gained from experience and have been proved in practice for the respective application. The dynamic characteristic f_L is derived from the standardized calculation method of the nominal life (given in DIN ISO 281)

$$(1) \quad L_{10h} = \frac{10^6}{n \cdot 60} \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

L_h = Nominal load [Bh]
 n = Rotational speed [rpm]
 C = Dynamic load-bearing factor [kN]
 P = Dynamically equivalent load [kN]
 p = Life exponent
to give

$$(2) \quad f_L = 10: \sqrt[3]{\frac{L_h}{500}}$$

f_L = Dynamic characteristic

The above calculation method assumes material fatigue as the cause of failure. Such guideline values are given in the bearing catalogues of the roller bearing manufacturers. As an example, a dynamic characteristic of between 2 and 4.5 is given for gears, corresponding to a nominal life of some 5,000 to 70,000 operating hours. For machines in continuous operation, an f_L value of between 3.5 and 5 is assumed (corresponding to a nominal life of some 30,000 to 100,000 operating hours) and, for generator bearings, an f_L between 4 and 5 is recommended (corresponding approximately to $L_{10h} = 30,000$ to 100,000 operating hours).

The nominal life in Equation (1) only takes account of the

Die nominelle Lebensdauer in Gleichung (1) berücksichtigt nur die Belastung. In Wirklichkeit hängt jedoch die erreichte Lebensdauer von einer Reihe anderer Einflüsse ab, im Wesentlichen vom Schmierfilmaufbau und von der Sauberkeit im Schmierpalt. Deshalb wurde nach DIN ISO 281 die erreichbare (modifizierte) Lebensdauer L_{hna} entsprechend Gleichung (3) eingeführt, jedoch sind für den Faktor a_3 , der die Betriebsbedingungen berücksichtigt, keine Zahlenwerte angegeben.

$$(3) \quad L_{hna} = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot L_h$$

L_{hna} = Erreichbare (modifizierte) Lebensdauer [Bh]
 a_1 = Faktor für Ausfallwahrscheinlichkeit [-]
 a_2 = Faktor für den Werkstoff [-]
 a_3 = Faktor für die Betriebsbedingungen [-]

Der Faktor a_2 und a_3 wird von den Wälzlagerherstellern zu Faktor a_{23} zusammengefasst und dieser berücksichtigt Einflüsse aus Werkstoff, Lagerart, Belastung, Schmierung und Sauberkeit. Dieser Faktor wird z.B. von SKF und FAG etwas unterschiedlich bestimmt, berücksichtigt doch in beiden Fällen das Viskositätsverhältnis κ , die Lagerart sowie die Sauberkeit. Der a_{23} - Faktor steigt mit **o abnehmender Öltemperatur**
o zunehmender Sauberkeit im Öl.

Wird nun für die Wälzlager im mechanischen Strang einer WKA, unabhängig vom Einbauort (Rotor, Getriebe, Generator) eine modifizierte Lebensdauer bei einer 10%igen Ausfallwahrscheinlichkeit von > 130.000 Bh gefordert, so sind hier einige Bemerkungen notwendig :

1. Die Forderung der angegebenen Lebensdauer orientiert sich an der Lebensdauer der Anlage
2. Generatorenlager haben im Wesentlichen nur das Läufergewicht aufzunehmen. Daher sind sie eher niedriger beansprucht.
3. Anders verhält es sich bei den Wälzlagern in den Getrieben, die aufgrund der Verzahnungskräfte deutlich höher beansprucht werden als die Generatorenlager.
4. Eine 10% Ausfallwahrscheinlichkeit bedeutet, dass 90% einer grösseren Menge gleicher Lager die Lebensdauer erreicht und überschreitet, bevor die ersten Anzeichen einer Werkstoffermüdung auftreten.

4.2 Schaden an Generatorenlager

An einer 1 MW – WKA trat nach nur 4.000 Bh ein Schaden am B-seitigen Rillenkugellager (Loslager) auf. Festzustellen sind Schlupfstellen S an den Kugeln (Abb. 7) sowie massiver Verschleiss am Messingmassivkäfig (Abb. 8, 9). Das Lager ist so niedrig beansprucht, dass es in der Nähe der Mindestbelastung von $P/C = 0,01$ betrieben wird. Der Generator ist polumschaltbar, so dass relativ schnelle Drehzahländerung Schlupf erzeugt haben und in der Folge Differenzkräfte auf den Käfig ausgeübt wurden. Das vorliegende Schadenbeispiel zeigt, dass die geforderten hohen Lebensdauerwerte nicht ausgeschöpft werden konnten, da die Gebrauchsdauer nicht durch Ermüdung oder Verschleiss bestimmt wurde. Generell ist darüber nachzudenken, kleinere Rillenkugellager einzubauen.

4.3 Lagerschäden an Getrieben

An einem 4-stufigen 600 kW – Getriebe kam es wiederholt nach nur 20.000 bis 30.000 Bh zum Schaden am Fest-

load. In fact, however, the attainable life also depends on a series of other influences – essentially on the build-up of the lubricant film and the cleanliness in the lubrication gap. For this reason, an attainable (modified) life L_{hna} , corresponding to Equation (3), is introduced (from DIN ISO 281). However, no numerical values are given for the factor a_3 , which takes account of the operating conditions.

$$(3) \quad L_{hna} = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot L_h$$

L_{hna} = Attainable (modified) life [Bh]
 a_1 = Factor for failure probability [-]
 a_2 = Factor for material [-]
 a_3 = Factor for the operating conditions [-]

The factors a_2 and a_3 are combined by the roller bearing manufacturers to form the factor a_{23} and this takes account of the influence of material, type of bearing, load, lubrication and cleanliness. This factor varies somewhat (as used by FAG and SKF, for example) but in both cases takes account of the viscosity ratio κ , the type of bearing and the cleanliness. The a_{23} factor increases with **o decreasing oil temperature, and**
o increasing cleanliness in the oil.

If, independently of the installation location (rotor, gear train, generator bearing), a modified life of more than 130,000 operating hours (at a 10% failure probability) is demanded from the roller bearings in the mechanical train of a windturbine, there are some necessary observations to be made:

1. The requirement for the life quoted is based on the life of the converter.
2. In general, generator bearings only have to accept the weight of the rotor. In consequence, they tend to have lower loads.
3. There is a different behavior in the case of the roller bearings in the gear train which, because of the forces on the teeth, are subjected to markedly higher loads than the generator bearings.
4. A 10% failure probability means that 90% of a sufficiently large quantity of similar bearings reach or exceed the life before the first indications of material fatigue appears.

4.2 Damage to generator bearings

Damage appears on the B-end deep-groove ball bearing (floating bearing) after only 4,000 operating hours on a 1 MW windturbine. Slip locations S are to be found on the balls (Fig. 7) and massive wear on the solid brass cage (Fig. 8, 9). The load on the bearing is so low that it is operated near the minimum load of $P/C = 0.01$. The generator is a change-pole machine so that relatively rapid speed changes have generated slip and, in consequence, differential forces were exerted on the cage. This example of damage shows that the high life values demanded could not be attained in the present case because the useful life was determined by wear and not by fatigue. In general, consideration should be given to installing smaller deep-groove ball bearings.

4.3 Bearing damage in gear trains

Damage repeatedly occurred to the fixed bearing on the third stage of a four-stage 600 kW gear train after only

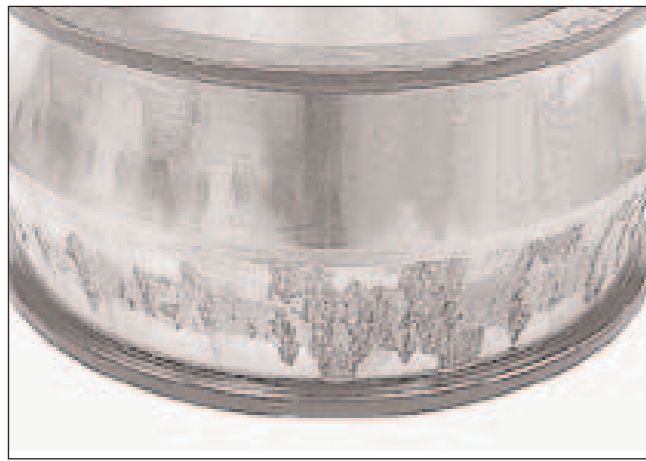


Bild 10: Laufbahnschälung an der Rollbahn eines Pendelrollenlagers
Race peeling of a self-aligning roller bearing

lager der 3. Stufe. Anhand Abb. 10 ist deutlich zu erkennen, dass die Rollbahn, die die Axialkraft aus der Schrägverzahnung aufzunehmen hat, deutlich stärker getragen hat, was aufgrund des vorliegenden Axial- und Radialkraftverhältnis an dieser Lagerstelle zu erwarten ist. An der Rollbahn ist neben einer dünnen Laufspur L mit Graufleckigkeit Abdrücke A von den Rollen sowie eine Laufbahnschälung S zu erkennen. Die röntgenografische Eigenspannungsermittlung weist das Einbringen von Tangentialkräften in den Wälzlagern nach, was auf die (üblichen) hohen Öltemperaturen zurückzuführen ist. Es ist nicht eindeutig zu klären, ob die Laufbahnschälung durch Graufleckigkeit oder durch eine überlagerte Stossbeanspruchung erzeugt worden ist. Dies ist nur durch eine Messung vor Ort zu klären.

Eine rechnerische Überprüfung der Lagerlebensdauer der Festlager der ersten drei Wellen zeigt Tafel 1. Das geschädigte Lager weist von allen Wälzlagern die geringste nominelle Lebensdauer von ca. 47.000 Bh auf. In Tafel 1 wird deutlich, wie gross der Einfluss der Verschmutzung sein kann. Bei immer höher werdenden Verschmutzungsgraden (z.B. V = 2 oder 3) gleichen sich die Lebensdauerwerte der drei Festlager immer mehr an, so dass auch z.B. das Festlager der zweiten Welle gefährdet ist. Die geforderte Lebensdauer von > 130.000 h ist hier rein rechnerisch nur durch die Annahme höchster Sauberkeit zu erreichen.

5. Zusammenfassung

Diese Veröffentlichung soll Schadensschwerpunkte, vor allem im mechanischen Strang von WKA, aufzeigen. Der Schwerpunkt liegt bei den Getrieben – Verzahnung, Wälzlager, Öl – und bei den Generatorlagern. Aus der Schadenanalytik heraus muss es erklärtes Ziel sein, die derzeit kaum noch zu akzeptierenden Ausfälle zu minimieren, um zu vertretbaren Reparaturkosten im Laufe der Lebensdauer der Anlagen zu kommen.

Aus den Schadensfällen kommt zum Vorschein, dass die Ursachenforschung an einzelnen Komponenten einer Windturbine nicht immer zielführend sein kann, da Erkenntnisse aus dem Betriebsverhalten fehlen. Jedoch wird deutlich, dass das reale Beanspruchungskollektiv z.T. deutlich anders ist als in der Auslegung zugrunde gelegt. Um diese Lücke zu schliessen, hat das AZT ein Messkonzept entwickelt, mit dem standortabhängig relevante Messgrößen mit ausreichender Auflösung abgetastet werden, um die realen Beanspruchungen des Stranges und seiner Einzelkomponenten zu ermitteln. Aus der Analyse der Daten heraus werden geeignete Massnahmen

some 20,000 to 30,000 operating hours. It may be clearly seen from Fig. 10 that the race which has to accept the axial force due to the helical teeth has carried substantially more load, which is to be expected because of the ratio of the axial to the radial forces existing at this bearing location. In addition to a thin running trace L with gray stain, impressions A from the rollers and race peeling S can be recognized. The X-ray internal stress determination indicates the introduction of tangential forces into the roller, which may be attributed to the usual high oil temperatures. It is not possible to ascertain unambiguously whether the race peeling has been generated by gray stain incipient cracks or by superimposed shock loading. This, in turn, can only be clarified by measurement on site.

Table 1 shows a computational check of the varying life figures for the fixed bearings for the first three shafts. Of all the roller bearings, the damaged bearing shows the lowest nominal life of approximately 47,000 operating hours. Table 1 clearly shows how large the influence of the pollution can be. With a continually increasing degree of pollution (for example V = 2 or 3), the life figures for the three fixed bearings become more and more similar so that, for example, the fixed bearing of the second shaft is also endangered. The life demanded, of more than 130,000 hours, is in this case – purely by calculation – only achievable by the assumption of maximum cleanliness.

5. Summary

The present publication indicates main centers of damage, particularly in the mechanical train of windturbines. In this case, the main center of damage is in the gear trains – teeth, roller bearings, oil – and the generator bearings. From the damage analysis information, it must be a declared objective to minimize the – now hardly acceptable – failure rates in order to achieve tolerable repair costs during the life of the converter.

From the discussion of the damage cases considered here, it becomes apparent that – in some cases – the research into causes on individual components of windturbines cannot always meet the objectives because knowledge of the operational behavior is lacking. However, it is clear that the real loading ensemble is sometimes substantially different from that assumed in the design. In order to fill this gap, the Allianz Center for Technology has developed a measurement concept by means of which relevant measurement parameters which depend on the location can be scanned with sufficient resolution to de-

	1. Welle n = 27 rpm	2. Welle n = 106 rpm	3. Welle n = 437 rpm
χ [-]	0.3	0.8	2.2
a_{23} (V = 1)	0.23	1.2	2.25
a_{23} (V = 2)	0.12	0.6	0.74
a_{23} (V = 3)	0.05	0.3	0.27
L_{h10} [operating hours]	$118 \cdot 10^3$	$66 \cdot 10^3$	$47 \cdot 10^3$
L_{h10} (V = 1) [operating hours]	$27 \cdot 10^3$	$79 \cdot 10^3$	$105 \cdot 10^3$
L_{h10na} (V = 2) [operating hours]	$14 \cdot 10^3$	$39 \cdot 10^3$	$35 \cdot 10^3$
L_{h10na} (V = 3) [operating hours]	$6 \cdot 10^3$	$18 \cdot 10^3$	$13 \cdot 10^3$

Tabelle 1
Nominelle und erweiterte Lebensdauer bei unterschiedlichen Verschmutzungsgraden V = 1 .. 3

hinsichtlich Auslegung, Konstruktion und Betriebsüberwachung empfohlen.

Hierbei sei auch erwähnt, dass das AZT auch an geeigneten, zerstörungsfreien Prüfmethode für Rotorblätter arbeitet.

Aus den im AZT gewonnenen Erkenntnissen lassen sich einige Schadensschwerpunkte erkennen und daraus geeignete Gegenmassnahmen einleiten.

o Auslegung der Getriebe

Vor allem im Hinblick auf den Export kann es nicht förderlich sein, sollte sich das Auslegungskriterium mit $K_A = 1,3$ generell durchsetzen.

Die Fresssicherheit sollte vereinbart werden.

o Getriebeöl

Zu hohe Öltemperaturen haben einen deutlich negativen Einfluss auf die Standzeit der Öle sowie auf oberflächen-nahe Ermüdungsmechanismen an Wälzlagern und Verzahnungen. Sie sind im Vorfeld durch eine Wärmehaushaltsberechnung (bei Kenntnis der Gegebenheiten am jeweiligen Standort) zu erkennen und durch Massnahmen wie Ölumlaufschmierung mit Ölkühlung in den Griff zu bekommen. Auch die Verschmutzung im Öl hat einen grossen Einfluss auf die Lebensdauer, vor allem bei Wälzlagern. Diese kann durch eine geeignete Ölfilterung bzw. durch geeignete Abdichtungen bei Fettschmierungen umgangen werden. Eine grössere Aufmerksamkeit hinsichtlich Ölpflege und Ölwartung hilft, frühzeitige Ausfälle zu minimieren.

o Lagerauslegung

Fordert man für alle Wälzlager (Rotor, Getriebe, Generator) eine erreichbare (modifizierte) Lebensdauer von > 130.000 Bh, so muss man sich des Folgenden bewusst sein :

- Die Forderung beinhaltet den Wunsch, dass innerhalb der gesamten Lebensdauer der WKA (ca. 20 Jahre) kein Lagerwechsel notwendig ist.
- Die Forderung für alle Einsatzorte der Wälzlager gleichermaßen zu erheben, widerspricht den Erfahrungen z.B. der Wälzlagerhersteller, die für einzelne Anwendungsfälle Richtwerte ausweisen. Dies führt dazu, dass Generatorlager eher überdimensioniert sind. Bei Getriebe-lagern führt nur ein "jonglieren" mit den a_{23} – Fak-

	First shaft n = 27 rpm	Second shaft n = 106 rpm	Third shaft n = 437 rpm
χ [-]	0.3	0.8	2.2
a_{23} (V = 1)	0.23	1.2	2.25
a_{23} (V = 2)	0.12	0.6	0.74
a_{23} (V = 3)	0.05	0.3	0.27
L_{h10} [operating hours]	$118 \cdot 10^3$	$66 \cdot 10^3$	$47 \cdot 10^3$
L_{h10} (V = 1) [operating hours]	$27 \cdot 10^3$	$79 \cdot 10^3$	$105 \cdot 10^3$
L_{h10na} (V = 2) [operating hours]	$14 \cdot 10^3$	$39 \cdot 10^3$	$35 \cdot 10^3$
L_{h10na} (V = 3) [operating hours]	$6 \cdot 10^3$	$18 \cdot 10^3$	$13 \cdot 10^3$

Table 1
Nominal and extended life for different degrees of pollution V1 – V3

termine the real loads on the mechanical train and its individual components. Appropriate measures with respect to layout, design and operational monitoring are recommended on the basis of the analysis of the data. At this point, it should be mentioned that AZT is also working on appropriate, non-destructive test methods for rotor blades.

From the information gained by AZT, it is possible to recognize some main centers of damage and to introduce appropriate counter-measures.

o Design of the gears

Particularly with respect to export, it may be not be helpful for the gear design criteria using $K_A = 1.3$ to become general.

The scuffing safety factors should be included.

o Gearbox oil

Excessively high oil temperatures have a markedly negative influence on the life of the oils and on fatigue mechanisms near the surface on roller bearings and teeth. They can be recognized in advance by a thermal budget calculation – given knowledge of the conditions at the particular location – and can be dealt with by appropriate measures, such as circulating oil lubrication with oil cooling. Pollution of the oil also has a large influence on life, particularly in the case of the roller bearings. This can also be avoided by suitable oil filtering and by appropriate seals in the case of grease lubrication. Greater attention to the care and maintenance of the oil helps to minimize premature failures.

o Bearing design

If an attainable (modified) life of more than 130,000 operating hours is demanded for all the roller bearings (rotor, gearbox, generator) the following items must be recognized:

- The requirement includes the target of no bearing changes being necessary within the total life of a windturbine (approximately twenty years)
- Raising this requirement equally for all application locations of the roller bearings contradicts the experience – of, for example, the roller bearing manufacturers who provide guideline values for individual applications.



Links der Augenbolzen der Tipregulierung einer 1,5 MW Anlage, erstes Design. Der Augenbolzen riss ab, führte zu zwei schweren Flügelschäden und wurde in der gesamten Serie ersetzt - "Retrofitting". Rechts der "neue" Augenbolzen.

torzum gewünschten Ergebnis auf dem Papier. Um zu realistischen a23 – Faktoren zu gelangen, sind maximale Öltreinheitsklassen und Ölttemperaturen vorzugeben, die auch zu gewährleisten sind. Allerdings wird man damit nicht notwendigerweise die Forderung hinsichtlich der Lebensdauer der Getriebelager erfüllen können. Bei Generatorlagern ist es eher sinnvoll, kleinere Lager einzusetzen, damit die Gebrauchsdauer des Wälzlagers nicht durch vorzeitigen Verschleiss bestimmt wird.

o Konzeption

Da innerhalb der Lebensdauer einer Windturbine Lagerwechsel realistisch abzuschätzen sind, versteht es sich von selbst, dass z.B. die Getriebekonstruktion so zu optimieren ist, dass für einen Lagerwechsel keine Rotorde-montage notwendig ist.

Aus derzeitiger Kenntnis heraus ist zu schlussfolgern, dass die Probleme an Onshore – Turbinen nicht in befriedigendem Umfang gelöst sind. Deutlich leistungsstärkere Windturbinen für den Offshorebereich sind in Planung. Im Falle eines Schadens dürften die Reparaturkosten aufgrund der exponierten Lage Offshore deutlich höher sein als Onshore.

Literatur

- /1/ Germanischer Lloyd: Vorschriften und Richtlinien IV Nichtmaritime Technik, Ausgabe 1999
- /2/ G. Niemann, H. Winter : Maschinenelemente Band II, Springer Verlag 1983
- /3/ E. Bauer : Typische Flanken-Ermüdungsschäden an oberflächengehärteten Stirnradgetrieben. Der Maschinenschaden 65 (1992), Heft 1, S. 18-25



Left : Eyebolt in the tipcontrol of a 1,5 MW turbine, first design. The eyebolt detached, caused two heavy damages of blades and had to be replaced in the whole series - "retrofitting". On the right the "new" eyebolt.

This leads to the generator bearings tending to be over-dimensioned; in the case of the gearbox bearings, it is only possible to achieve the desired result on paper by "juggling" with the a23 factor. In order to attain realistic a23 factors, maximum oil temperatures and oil purity classes must be specified and these must also be guaranteed. However, this will not necessarily permit the above requirement with respect to the life of gear train bearings to be satisfied. In the case of the generator bearings, it seems to be more sensible to employ smaller bearings so that the useful life of the roller bearings is not prematurely determined by wear.

o Concept

Because changes have to be realistically expected in the overall life of a windturbine, it is obvious that the design should be optimized to permit a bearing change - for example in the gear train - such that it is not necessary to dismantle the rotor.

From current knowledge, it may be concluded that the problems on the inland installations have not been solved to any satisfactory extent. Substantially more powerful windturbines are being planned for the offshore area. In the event of damage, the exposed position may mean that the repair costs will be substantially higher than in the case of the inland installations.

References

- /1/ Germanischer Lloyd : Regulations and Guidelines IV, Non-Maritime Technology, 1999 Edition
- /2/ G. Niemann, H. Winter: Machine Elements Volume II
- /3/ E. Bauer: Typical flank fatigue damage on surface-hardened spur gears.

Autor

Dipl.Ing. Erwin Bauer
AZT – Allianz Zentrum für Technik GmbH
Krausstr. 22
D – 85729 Ismaning

Tel. (+49) 0 89/3800- 6218
Email erwin.bauer@allianz-azt.de

Oder rund um die Uhr :
AZT Engineering Service
(49) 0 89/3800-3000