

Schwingungsdiagnostik an Turbomaschinen – ausgewählte Fallbeispiele*

Anstreifen von Wellen und Wellenrisse

Dipl.-Ing. **Th. Gellermann**, Allianz Zentrum für Technik,
Allianz Risk Consulting GmbH, München;

Kurzfassung

Das Allianz Zentrum für Technik (AZT – Allianz Risk Consulting GmbH) arbeitet seit vielen Jahrzehnten auf dem Gebiet der Schadenuntersuchung und -prävention in Industrie- und Kraftwerksanlagen. Zudem unterstützt es Betreiber und Hersteller bei der Diagnose und Lösung von Schwingungsproblemen und bietet dazu Schwingungsuntersuchungen an. Wichtige Erkenntnisse aus den Untersuchungen versucht das AZT in die Branche zurückspeisen, indem es sich z.B. in der Richtlinienarbeit oder in Ausschüssen engagiert. In diesem Beitrag werden zwei ausgewählte Ursachen für Schwingungen von Turbomaschinen, dargestellt - Anstreifen von Wellen und Wellenrisse. Sie sind auch Teil des in naher Zukunft erscheinenden und wesentlich umfangreicheren Richtlinienblattes VDI 3839-3, das Hinweise zur Messung und Interpretation von typischen Schwingungsbildern bei Dampf- und Gasturbinen enthalten wird.

1. Einleitung

Turbomaschinen sind Strömungsmaschinen, die mittels beschauelftem Rotor mechanische Energie in Strömungsenergie (und umgekehrt) wandeln. Sie umfassen verschiedenste Maschinenarten, wie z.B. Kreiselpumpen, Kompressoren, Gebläse, Windturbinen, hydraulische Turbinen, Dampf-, Gasturbinen etc. Dieser Beitrag zielt auf ausgewählte Schwingungsphänomene von Dampf- und Gasturbinen. Dabei ist es notwendig den vollständigen Turbosatz, also die Turbomaschine mit den gekoppelten Aggregaten, wie Generator und ggf. Getriebe, zu betrachten, da der gesamte Wellenstrang die Rotordynamik bestimmt und Schwingungsprobleme verursachen kann.

Vielfältige Hinweise zur Messung und Interpretation der Schwingungen von verschiedenen Maschinenarten liefert die Richtlinie VDI 3839 mit aktuell 7 verfügbaren Teilen [1]. In naher Zukunft wird das Blatt 3, das typische Schwingungsbilder bei Dampf- und Gasturbinen behandelt, zur Verfügung stehen. In diesem Beitrag werden exemplarisch

*) Beitrag von der VDI-Tagung „Schwingungen 2019“, 5./6. November 2019, Würzburg, VDI-Berichte 2366

Schwingungsbilder durch Anstreifen und Wellenrisse dargestellt, die der Autor in dieses Richtlinienblatt eingebracht hat. Die Darstellung kann hier nur in gekürzter Form erfolgen. Umfangreiche Informationen und insbesondere typische Schwingungsbilder anderer Anregungsursachen werden in der neuen VDI 3839-3 zu finden sein. Zusätzliche ausgewählte Fallbeispiele des Autors werden im Vortrag vorgestellt.

2. Schwingungsbilder beim Anstreifen

Ein Anstreifen der Welle und in dessen Folge eine thermische Rotorverkrümmung ist ein häufig anzutreffendes Schwingungssymptom. Mögliche Ursachen, die zum Anstreifen führen können, sind u.a. eine ungünstige Radialspielverteilung in Dichtungen, Ölkohlebildung in und benachbart zu Dichtungspartien, ungleichmäßige Temperaturverteilung im Rotor oder Gehäuseverformungen z.B. durch Dehnungsbehinderungen, einseitige Wärmeabfuhr oder äußere Zwangskräfte. Die im Folgenden beschriebenen Schwingungsbilder beziehen sich als Wirkmechanismus auf ein am Umfang partielles Anstreifen am höchsten Punkt der Welle („High Spot“). Ein Anstreifen von Anbauteilen, wie z.B. von Laufschaufeln im Gehäuse, wirkt sich nicht in dieser Art aus, da es in der Regel nicht zu einer thermischen Verkrümmung der Welle führt.

Durch die Restunwucht des Läufers (Exzentrizität) erfolgt das Anstreifen zunächst in einem lokal begrenzten Winkelbereich der Welle. Die dadurch einseitig eingebrachte Wärme („Hot Spot“) führt zu einer Rotorverkrümmung und zu einer Änderung der drehfrequenten Schwingungen ($1n$). Diese „thermische Unwucht“ addiert sich zur Unwucht des Rotors und bewirkt eine Amplituden- und Phasenänderung der resultierenden unwuchterregten Schwingung. Durch Zunahme der thermischen Verkrümmung ändert sich der Phasenwinkel der Resultierenden und der Anstreifbereich beginnt auf der Welle zu wandern. Durch diesen Mechanismus äußert sich ein Anstreifen durch eine zyklische Zu- und Abnahme der Amplituden und Phasenwinkel (Bild 1 und 2). Dies führt zu dem in der Polardarstellung charakteristischen Vektorkreisen („Spiral Vibration“).

Die Phasendrehung beim Anstreifen kann sowohl vorwärts als auch rückwärts in Bezug zur Wellendrehrichtung (Gleichlauf-/ „Forward“ oder Gegenlaufbewegung/ „Backward Whirl“) gerichtet sein. Welche Bewegungsform sich einstellt, hängt von den Systemparametern sowie von den Anfangsbedingungen und somit von der Ursache des Anstreifens ab (vgl. [2]). Bei großer Reibung im Kontakt (hohe Kontaktkraft oder Reibkoeffizient) führt dies meist zur Ausbildung eines Anstreifens mit rückwärtsgerichteter Phasendrehung. Diese kennzeichnet

in der Regel ein Anstreifen mit größerem Gefahrenpotential. Newkirk hat das Phänomen des Backward Whirls 1926 als erster beschrieben. Es wird daher auch als Newkirk-Effekt bezeichnet. Der Drehsinn der Phasenänderung ist im Wellenorbit, Polardiagramm oder im kompletten Spektrum („Full Spectrum“, Gegenlaufkomponenten sind auf der negativen und Gleichlaufkomponenten auf der positiven Abszissenachse dargestellt) erkennbar.

Bei Gleitlagern können ebenfalls Erscheinungsformen mit Vektorkreisen auftreten, indem die Welle im Winkelbereich der durch die Restunwucht erzeugten größten Auslenkung („High Spot“) eine höhere Temperatur im Lager annimmt. Dies führt ebenfalls zu einer thermischen Unwucht, die durch die Überlagerung mit der Restunwucht zu einem Phasendrehen der Unwuchtschwingung führen kann. Dieses Phänomen des auf dem Lagerzapfen entstehenden Hotspots wird Morton-Effekt genannt. Der Lagerzapfen weist in der Regel keine Anstreifspuren auf, da der Schmierfilm nicht überbrückt wird. Es tritt überwiegend bei Turbomaschinen mit hoch belasteten Lagern oder Rotoren mit fliegend angeordneten Komponenten (Überhangläufer) auf. Abhilfe kann eine verbesserte Auswuchtung und falls das Phänomen kupplungsseitig auftritt, eine Verbesserung der Ausrichtung darstellen.

Fallbeispiel von einem Großturbosatz

A) Kontinuierliches Anstreifen mit am Umfang des Rotors wandernde Streifstelle

Der hier exemplarisch dargestellte Anstreifvorgang (Bild 1 und 2) trat während der allmählichen Leistungsabsenkung vor dem Abfahren im Bereich der Niederdruck- (ND) Teilturbine auf. Der Auslöser für den Anstreifvorgang war möglicherweise die mit der Leistungsabsenkung verbundene Änderung der Temperaturverhältnisse in der Turbine, bei der sich Dichtungsspiele einseitig, z.B. durch eine thermische Gehäuseverformung, verringern können. Einen spürbaren Beitrag kann auch die zu Beginn des Anstreifens aufgetretene Vakuumänderung geleistet haben. Sie verursacht eine vakuumabhängige Verformung des Kondensatorgehäuses. Die dadurch auf das Innengehäuse wirkenden Kräfte beeinflussen die Spielverteilung in den Stufen- und Wellendichtungen der ND-Turbinen.

Aufgrund der Intensität der Amplitudenänderungen konnte der wahrscheinliche Anstreifort der ND2-Teilturbine zugeordnet werden. Die in diesem Bereich vor und während der Amplitudenänderungen konstante radiale Wellenlage („GAP“) ließen darauf schließen, dass sich ein nicht-rotierendes Bauteil, wie ein Ölabstreifring im Lager oder Dichtstreifen der

Wellen- bzw. Stufenabdichtung, der Welle angenähert hat und es sich nicht um eine Verkippen des Lagergehäuses handelte.

Das Anstreifen erfolgte mit einer Unterbrechung über einen Zeitraum von etwa 8 Tagen. Die Dauer eines Zyklusses betrug etwa 3 bis 3,5 Stunden. In den folgenden Tagen traten weitere schwächere Anstreifvorgänge auf. Das Abklingen der Anstreifvorgänge ist auf veränderte Betriebsparameter zurückzuführen, die zu einer günstigeren Spielverteilung führten. Ein Abtrag der Dichtsegmente bei einem Anstreifen mit geringer Kontaktkraft ist dagegen in der Regel zu vernachlässigen. Die durch die thermische Verkrümmung der Welle hervorgerufenen Anteile an der Wellen- und Lagerschwingung waren relativ klein. Auch absolut betrachtet wurden keine Schwingungsauslässe erreicht, die sofortige Gegenmaßnahmen erfordert hätten. Während der Fortführung der planmäßigen Leistungsabsenkung konnte der Turbosatz ohne weitere Auffälligkeiten im Schwingungsverhalten weiterbetrieben werden. Im Rahmen eines späteren Revisionsstillstands wurde die Ausrichtung des Wellenstrangs verbessert (vgl. Erläuterungen der Ursache im Fallbeispiel B).

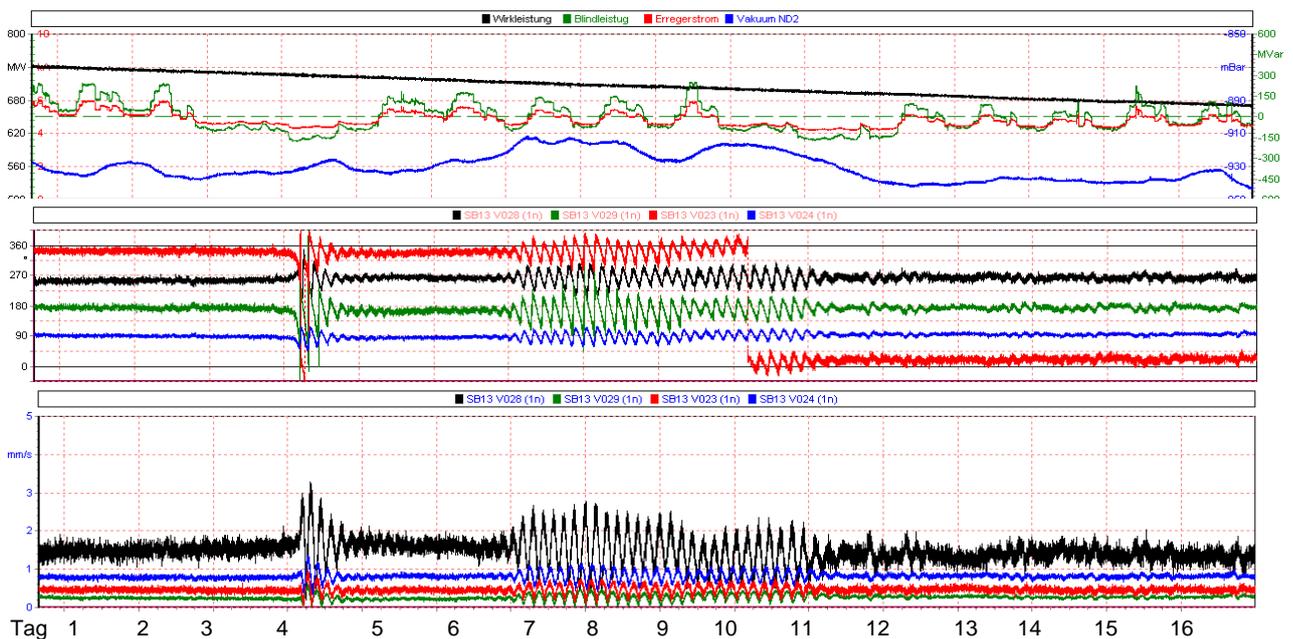


Bild 1: Zyklische Schwankung der drehfrequenten Lagerschwingungen (ND Teilturbine 1 hinten und ND Teilturbine 2 vorn) während des mehrtägigen Anstreifens (oben: Betriebsparameter, Mitte: Phasenwinkel, unten: Schwingungsamplituden)

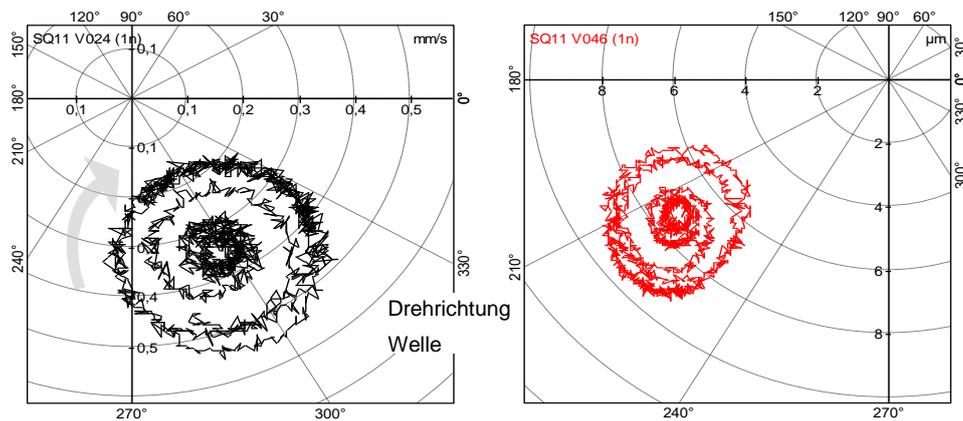


Bild 2: Amplituden- und Phasenänderung der drehfrequenten Lager- (links) und Wellenschwingungen (rechts) während des Anstreifvorgangs (Zeitausschnitt des Anstreifvorgangs in Bild 1)

B) Starker Schwingungsanstieg durch Anstreifen mit ortsfester Streifstelle am Rotor

Stärkere Anstreifvorgänge können zu einer so großen Zunahme der Schwingungen führen, dass ein Eingreifen zum Schutz der Maschine erforderlich ist. Ein solcher Anstreifvorgang, der der ND1-Teilturbine zugeordnet wurde, hatte zu einer automatischen Schutzauslösung durch die Schwingungsüberwachung geführt (Bild 3). Ein starkes lokales Anstreifen führte infolge des Hot Spots auf der Welle zu einer gegenüber der Restunwucht dominanten thermischen Rotorverkrümmung, wodurch die 1n-Phase nach einer anfänglichen Phasendrehung nahezu konstant blieb (kein Umfangswandern der Streifstelle). Nachdem sich die thermische Verkrümmung im Dreheinrichtungsbetrieb egalisiert hatte, konnte der Turbosatz ohne Probleme und mit normalem Schwingungsverhalten wieder angefahren werden. Für die Ursachenanalyse waren die aufgezeichneten Daten des schwingungsanalytischen Überwachungssystems von zentraler Bedeutung. Mit diesen Daten konnte in kurzer Zeit die Ursache diagnostiziert und die Entscheidung getroffen werden, dass der Turbosatz unter genauer Beobachtung vorsichtig wieder angefahren werden kann. Grundsätzlich gilt nach einem Anstreifen die Empfehlung, dass der Turbosatz unbedingt vor einem Neustart eine ausreichende Zeit in der Dreheinrichtung betrieben werden muss, so dass sich elastische, thermische Wellenverkrümmungen zurückbilden können. Dies kann durch Kontrolle der Amplituden der Wellenschwingungsmessung überwacht werden. Vor dem Anfahren sollten die Wellenschwingungen im Dreheinrichtungsbetrieb (Runout-Amplitude) die für den Turbosatz üblichen Werte aufweisen.

Die Ursache dieses Anstreifvorgangs steht im Zusammenhang mit dem Fundamentriegel der ND1-Teilturbine, der sich infolge der einseitig höheren Gewichtsbelastung im Laufe der Betriebszeit auf der ND1-Seite allmählich absenkt (Kriechen). Neben einem Einfluss auf die Spielverteilung der ND1-Teilturbine führte dies zu einem erhöhten Traganteil des

benachbarten HD-Turbinenlagers. Dies zeigte sich auch in unterschiedlichen Zapfendrücken und Temperaturen beider Lager. Aufgrund des aufgetretenen Anstreifvorgangs wurden eine Ausrichtkorrektur des vorderen ND1-Turbinenlagers und eine Rollprobe zur Überprüfung der Dichtungsspiele während des nächsten geplanten Stillstands durchgeführt. Im Gegensatz zu diesem Anstreifvorgang (Anstreifen in nachgiebigen Dichtungsabyrinthen – „Soft Rub“) mit der Folge einer temporären Wellenverkrümmung können bei einem sehr starken Anstreifen der Welle an massiven Statorcomponenten („Hard Rub“) Aufhärtungen im Anstreifbereich sowie Eigenspannungen entstehen, die zu einer bleibenden Wellenverkrümmung führen. In solchen Fällen kann der Turbosatz in der Regel nicht weiter betrieben werden und es ist eine aufwändige Reparatur, entweder mit Austausch der Welle oder einer umfangreichen Wärmebehandlung (thermisches Richten) und mechanischer Bearbeitung erforderlich.

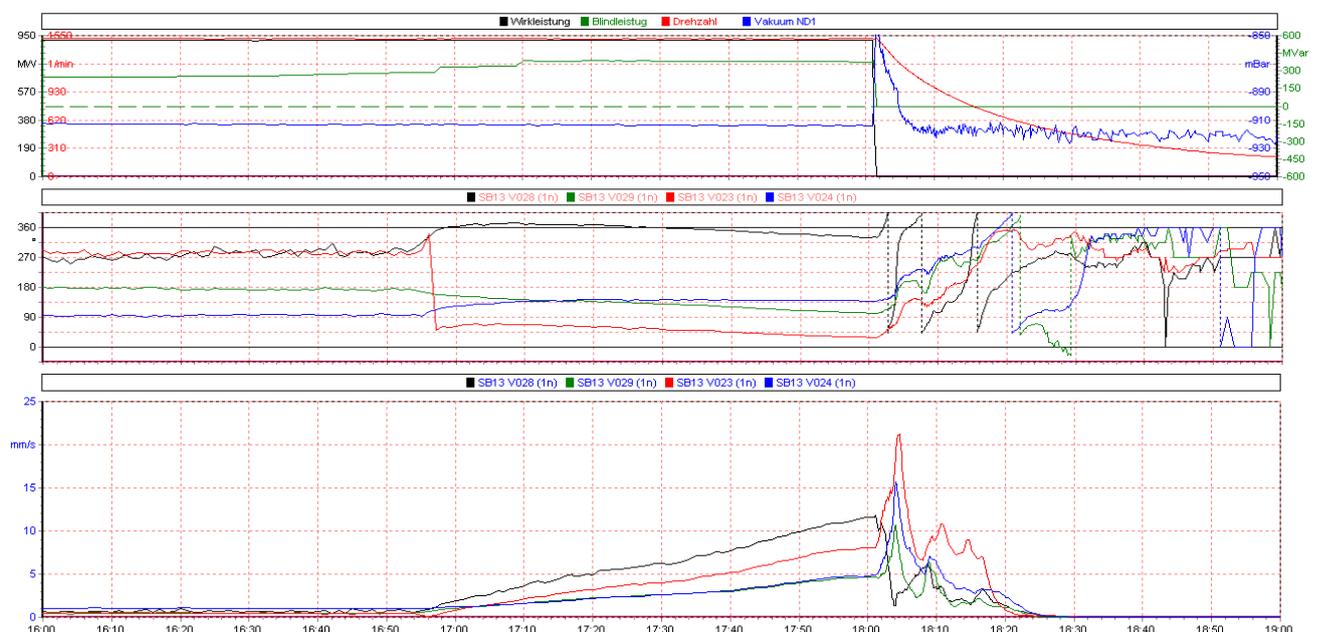


Bild 3: Anstreifvorgang mit Schutzauslösung der Schwingungsüberwachung

3. Schwingungsbilder durch allmählich wachsende Wellenrisse

Wellenrisse, die unter zyklischer Belastung wachsen, sogenannte Schwingungs- oder Ermüdungsrisse äußern sich meist durch allmähliche Schwingungsänderungen. Ähnlichkeiten zu anderen Schwingungssymptomen erschweren allerdings die Risserkennung. Wichtig ist eine korrekte Interpretation und rechtzeitige Abstellung des Turbosatzes bevor die Welle soweit geschwächt ist, dass ein Gewaltbruch auftritt. Dieser hat bei schnell drehenden Maschinen einen katastrophalen Schaden zur Folge.

Die Rissentstehung und auch dessen Wachstum kann sowohl durch wiederholte, große Spannungsamplituden bei transienten Vorgängen als „Low Cycle Fatigue“ (z.B. thermisch oder Fliehkraft induziert) als auch durch hoch dynamische Spannungsänderungen als „High Cycle Fatigue“ (häufig unter Resonanzeinfluss) erfolgen. Weiterhin können Wellenrisse durch eine einmalige Überlastung, wie z.B. einen Drehmomentstoß infolge einer Netzunterbrechung oder eine Fehlsynchronisation, initiiert werden. Bei Überschreitung der kritischen Risslänge für HCF kann dies zu einem zyklischen Risswachstum bei normaler, dynamischer Betriebsbeanspruchung führen. Es ist anzumerken, dass es auch zu einem gefährlichen, spontanen Versagen durch instabiles Risswachstum (Sprödbuch) kommen kann, wenn im Extremfall die Spannungsintensität an der Risspitze die Bruchzähigkeit des Werkstoffs überschreitet. Diese Form des Bauteilversagens führt zu einem spontanen Gewaltbruch (Berstscha-den, vgl. Beispiel in [3]) und kann mittels einer Schwingungsüberwachung nicht vorzeitig erkannt werden. Die nachfolgenden Ausführungen beziehen sich daher allein auf allmählich wachsende Ermüdungsrisse.

Neben den statischen und dynamischen Belastungen tragen geometrische Kerben, Materialfehlstellen, Eigenspannungen und Korrosionseinflüsse wesentlich zur Entstehung von Wellenrisse-n bei. Die Rissausbreitungsrichtung ist abhängig von der Belastungsart. Bei einer dominanten Umlaufbiegebelastung, z.B. durch das Eigengewicht der Welle oder infolge eines radialen Ausrichtfehlers, bildet sich ein Riss in der Regel in 90°-Richtung zur Wellenachse als Querriss aus. Bei einer dominanten dynamischen Torsionsanregung erfolgt das Risswachstum entsprechend der Schubspannungsrichtung unter 45° zur Wellenachse. In diesem Zusammenhang ist zu betonen, dass die Anregung von Torsionsschwingungen ein besonderes Risiko darstellt, da sich diese in der üblichen Schwingungsüberwachung, die auf die Messung der Schwingungen in radialer und axialer Richtung konzentriert ist, nicht äußert. Meist wird erst das durch den fortschreitenden Riss veränderte Schwingungsverhalten erkannt.

Potentielle Torsionsanregungen

Gemäß der globalen Schadenerfahrung der Allianz wurden auch in jüngerer Zeit Wellenrisse von Kraftwerksturbosätzen durch Torsionsschwingungen beobachtet. Diese waren z.B. auf Wechselwirkungen aus langen Übertragungsnetzen mit Reihenkompensation infolge „Sub-Synchronous Resonance“ (SSR) oder auf Torsionsanfächung infolge Fehlfunktion des Pendeldämpfungsgeräts („Power System Stabilizer“) zurückzuführen. Letztere Anregung fällt in die Kategorie der „Sub-

Synchronous Torsional Interaction“ (SSTI). Aktive Netzelemente oder Regelungseinrichtungen (wie HGÜ Systeme) können ebenfalls SSTI verursachen. Diese Risiken wurden aktuell vom VGB untersucht und werden in [4] behandelt. Der Problematik der Torsionsschwingungsanregung bei großen Dampf- und Gasturbosätzen ist die ISO 22666-1 [5] gewidmet.

Einseitige Risse mit Ausdehnung in Umfangrichtung und einer signifikanten Risstiefe bewirken eine Änderung der Biegesteifigkeit der Welle, die zu einer Anisotropie führt. Das heißt, die Welle bildet aufgrund des Risses eine Achse mit verringerter Biegesteifigkeit aus. Bei Rotation der Welle durch das Schwerfeld öffnet sich im unteren Scheitel (Zugzone) der Riss und bewirkt eine Vergrößerung des Wellendurchhangs über einen kleinen Teil des Drehwinkels. Dies führt zu einer Änderung der drehfrequenten Schwingungen ($1n$) und Ausbildung von Harmonischen mit doppelter und dreifacher Drehfrequenz ($2n$ und $3n$).

Ein wachsender Riss äußert sich infolge der verringerten Biegesteifigkeit bei konstanten Betriebsbedingungen üblicherweise durch eine stetige Änderung der $1n$ -Amplituden über Zeiträume von teilweise mehreren Wochen bis Monaten. In der Regel handelt es sich um eine Zunahme der $1n$ -Amplituden, eine Abnahme ist allerdings durch die Wechselwirkung mit der Restunwucht ebenfalls möglich. Die Änderung der $2n$ -Schwingungen ist in der Regel deutlich geringer als die $1n$ -Amplitudenänderung ausgeprägt (vgl. [6]). Für den besonderen Fall, dass eine biegekritische Drehzahl knapp oberhalb der doppelten Betriebsdrehzahl liegt, kann es bei konstantem Drehzahlbetrieb infolge der verringerten Steifigkeit zu einer Resonanz mit der $2n$ -Anregung und somit zu einem starken Anstieg der $2n$ -Schwingungsamplituden kommen. Mit weiterer Abnahme der kritischen Drehzahl ist dann trotz fortschreitendem Wellenriss ein Rückgang der Amplituden möglich. Es ist anzumerken, dass eine $2n$ -Komponente nicht notwendigerweise einen Hinweis auf einen Riss darstellt. Sie kann auch aus einer geometrischen „Unrundheit“ oder einer konstruktiven Anisotropie (z.B. bei 2-poligen Generatorläufern) resultieren.

$3n$ -Amplituden sind in der Regel nur mit sehr geringer Ausprägung zu erwarten. Sie können jedoch als ein wichtiger Hinweis auf einen Wellenriss und zur Abgrenzung von anderen Ursachen dienen, wie z.B. unwucht-erzwungenen Schwingungen. Mit fortschreitender Schwächung des Wellenquerschnitts (Risstiefe ca. $> 0,3$ Durchmesser) können die $1n$ - und geringerem Maße auch die $2n$ -Schwingungsamplituden progressiv zunehmen. Der $1n$ - und $2n$ -Phasenverlauf ändert sich ebenfalls. Weiterhin können die Phasenwinkel einen

unstetigen, stark schwankenden Verlauf aufweisen. Bei umlaufenden Wellenrissen werden jedoch überwiegend die $1n$ -Amplituden zunehmen (s. Beispiel).

Wichtige Hinweise auf einen Wellenriss können durch die Auswertung von Hoch- und Ausläufen gewonnen werden. Hier eignen sich insbesondere die Wellenschwingungen. Ein Wellenriss kann zu einer Verstärkung der Resonanz der $1n$ -Amplituden in den biegekritischen Drehzahlen oder auch zu einer Verminderung führen. Gleichzeitig äußert sich durch die anisotrope Steifigkeit eines einseitigen Wellenrisses eine zusätzliche Resonanz der $2n$ -Anregung bei halber biegekritischer Drehzahl und unter Umständen eine geringe $3n$ -Resonanz bei $1/3$ der biegekritischen Drehzahl [7]. Durch die abnehmende Steifigkeit kann auch ein Absinken der biegekritischen Drehzahl um einige Prozent auftreten. Der bei niedriger Drehzahl aufgenommene $1n$ -Vektor, der üblicherweise zur Run-out Kompensation herangezogen wird, wird sich bei einem fortgeschrittenen Riss ebenfalls infolge des vergrößerten Wellendurchgangs ändern.

Dies sind potentielle Hinweise auf einen Wellenriss. Nicht selten wird aufgrund des Anstiegs der drehfrequenten Schwingungen eine „normale“ Unwucht-erzwungene Schwingung vermutet und mittels einer Betriebsauswuchtung versucht, das Laufverhalten zu verbessern. Bei einem Wellenriss kann eine Auswuchtkorrektur aber nur kurzfristig eine Verringerung der Schwingungsamplituden bewirken. Wenn ein Wellenriss nicht ausgeschlossen werden kann, sollten wiederholte Auswuchtkorrekturen unbedingt vermieden werden, da der Riss in der Regel weiter wachsen wird und schließlich einen Wellenbruch verursachen kann. Bei den oben genannten Symptomen sollte der Turbosatz daher kurzfristig gestoppt werden und sorgfältig auf Wellenrisse inspiziert werden.

Häufig kann auf Basis der Intensität der Schwingungsänderungen der primäre Suchbereich eingegrenzt werden. Dabei ist jedoch zu beachten, dass Messstellen mit Resonanzeinfluss nahe der Betriebsdrehzahl größere Schwingungsänderungen zeigen können, ohne dass eine Nähe zum Riss vorliegen muss. Bei der Suche sind besonders sorgfältig zu prüfen: Wellenabsätze, Nuten, Passsitze von Turbinenscheiben und Kupplungen (Risse können bedingt durch Reibkorrosion auch unterhalb von Passsitzen entstehen). Eine umfängliche Überprüfung kann weitreichende Demontagearbeiten erfordern.

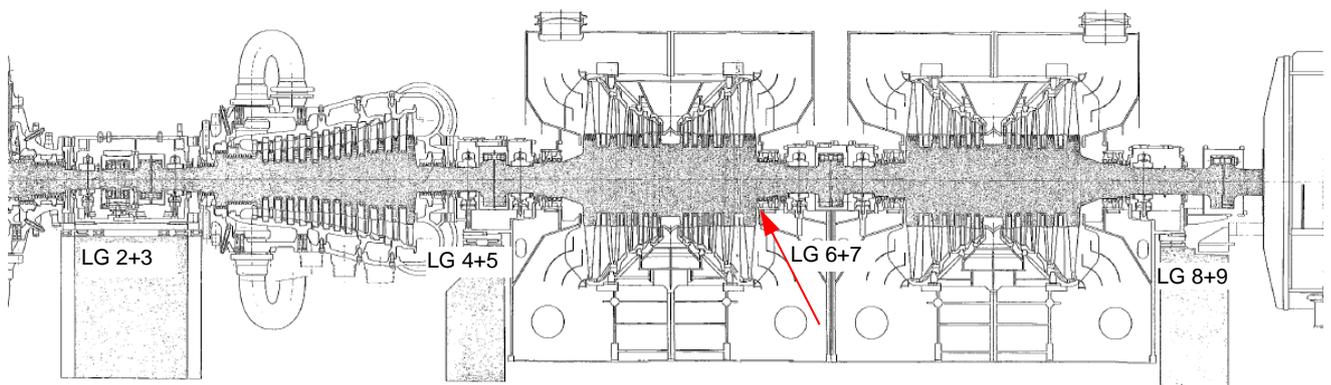


Bild 4: Übersichtszeichnung des Dampfturbosatzes mit Kennzeichnung der Position des Wellenrisses an der ND1-Teilturbine

Fallbeispiel von einem Turbosatz mit Wellenriss

Bei diesem Beispiel eines Dampfturbosatzes war ein umlaufender Wellenriss an der generatorseitigen Flut der ND1-Teilturbine aufgetreten (Bild 4). Die betrieblichen Wellenschwingungen (Summenschwingungen) der ND1- und ND-2 Teilturbinen zeigten über einen Zeitraum von einem Jahr einen zunehmenden Trendanstieg (Bild 5). Im Zuge des progressiv zunehmenden Schwingungsanstiegs wurden weitergehende Schwingungsanalysen durchgeführt.

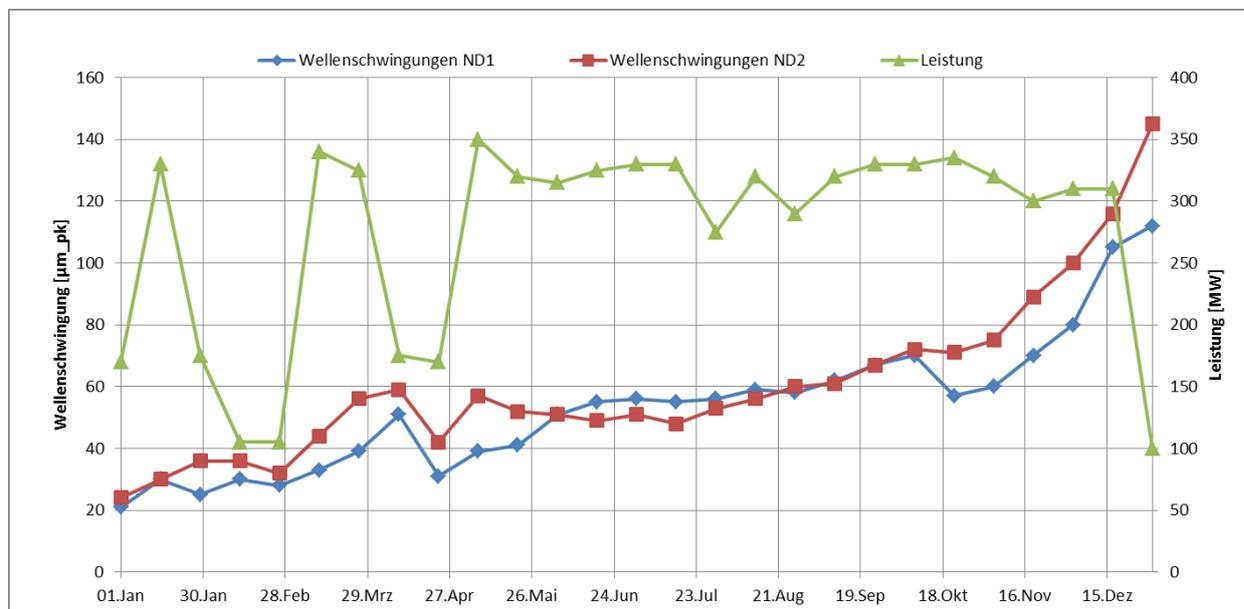


Bild 5: Schwingungstrend der Wellenschwingungen über ein Jahr

Die Auswertung der drehfrequenten Lagerschwingungen zeigten im Leistungsbetrieb eine ungewöhnliche Fluktuation der 1n-Phasenwinkel (vgl. Bode Plot und Polar Plot in Bild 6). Durch diese Fluktuation der Phasenwinkel bestand ein begründeter Verdacht auf einen Wellenriss. Bei der Demontage des Turbosatzes wurde ein vollständig umlaufender Riss am Durchmesserübergang von der Radscheibe zum Rotorballen der generatorseitigen Flut der ND1-Endstufe gefunden (Bild 7).

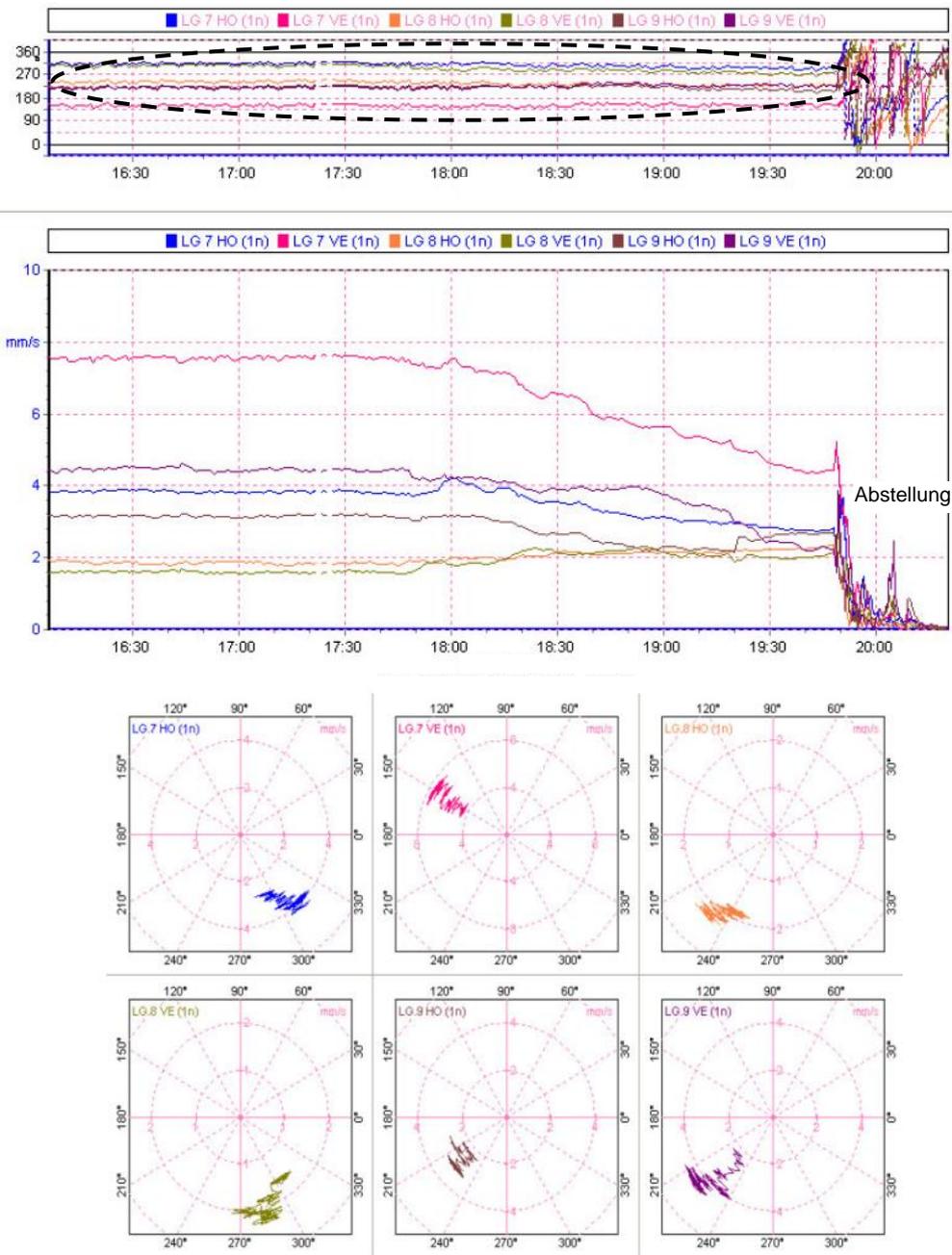


Bild 6: Bode-Plot (oben) und Polar-Plot (unten) der drehfrequenten Lagerschwingungen mit ungewöhnlicher Fluktuation der Phase

Nach Aufbrechen des Wellenrisses zeigte sich, dass der Wellendurchmesser nur noch einen relativ kleinen tragenden Restquerschnitt aufwies (Bild 8). Bei einem Weiterbetrieb des Turbosatzes hätten es zu einem katastrophalen Gewaltbruch der Welle kommen können. Die zuletzt progressiv angestiegenen Schwingungen korrelieren mit einer fortschreitenden Schwächung der Welle durch das Risswachstum. Die fluktuierenden Phasenwinkel der drehfrequenten Schwingungen können auf die Rissreibung und die daraus resultierende veränderliche Steifigkeit des stark geschwächten Wellenabschnitts erklärt werden. Die Untersuchung der Bruchfläche zeigte einen HCF-Riss, der im Übergangsradius der Welle von Korrosionspittings ausgegangen war. Der Turbosatz konnte durch eine Spezialreparatur mit Anschweißen eines Wellenzapfens aus geeignetem Werkstoff in relativ kurzer Zeit wieder instandgesetzt werden (Einzelheiten in [8]).

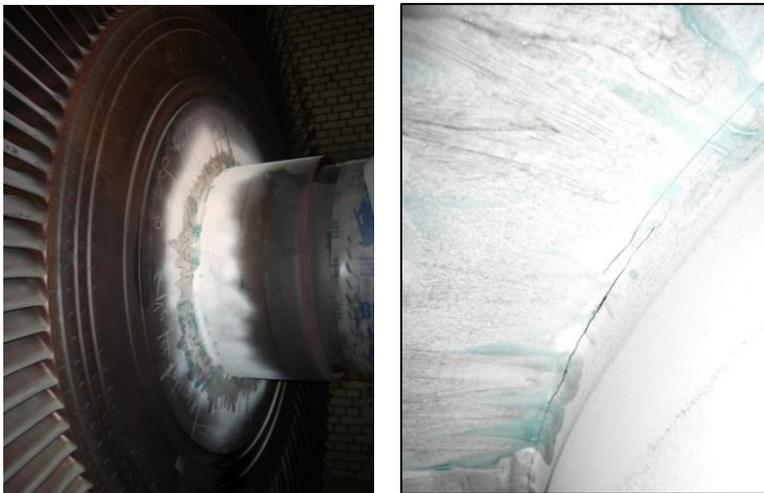


Bild 7: Vorgefundener Umfangsriss im Durchmesserübergang zur ND-Endstufe

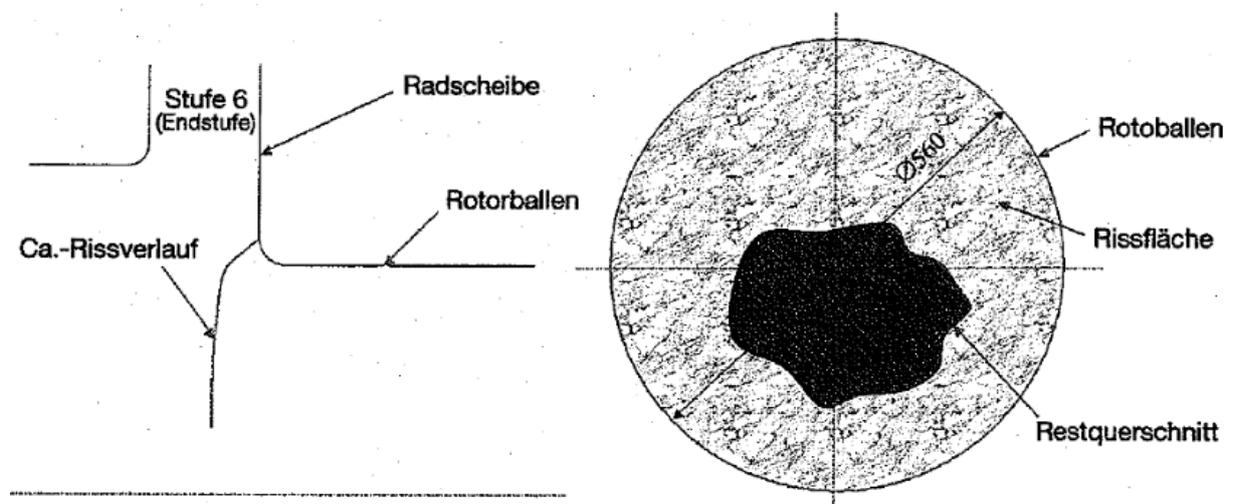


Bild 8: Lage des Wellenrisses und verbliebener Restquerschnitt der Welle (aus [8])

4. Zusammenfassung

Turbosätze in Kraftwerken stellen eine hohe Wertekonzentration dar und sind essentiell für die Produktion (da in der Regel nicht redundant). Üblicherweise besitzen sie eine permanente Schwingungsüberwachung. Neben der möglichst automatischen Überwachung mittels Alarm und Trip besitzt die Interpretation von Schwingungsänderungen große Bedeutung für einen sicheren Betrieb und die rechtzeitige Einleitung von Maßnahmen. Im Beitrag wurden zwei ausgewählten Schwingungsursachen und typische Schwingungsbilder beschrieben. Im Falle des Anstreichens handelt es sich um ein häufiger anzutreffendes Phänomen. Während Wellenrisse eher selten auftreten, aber katastrophale Schäden erzeugen können, wenn diese nicht erkannt werden. Weitere umfangreiche Hinweise zur Messung und Interpretation von typischen Schwingungsbildern bei Dampf- und Gasturbinen wird die neue VDI 3839-3 enthalten.

5. Literatur

- [1] VDI 3839 Blatt 1 „Hinweise zur Messung und Interpretation der Schwingungen von Maschinen - Allgemeine Grundlagen“
Blatt 2 „Schwingungsbilder für Anregungen aus Unwuchten, Montagefehlern, Lagerungsstörungen und Schäden an rotierenden Bauteilen“
Blatt 4 „Typische Schwingungsbilder bei Ventilatoren und Gebläsen für Gase“
Blatt 5 „Typische Schwingungsbilder bei elektrischen Maschinen“
Blatt 6 „Typische Schwingungsbilder bei Maschinensätzen in hydraulische Kraftwerken“
Blatt 7 „Typische Schwingungsbilder bei Pumpen“
Blatt 8 „Typische Schwingungsbilder bei Kolbenmaschinen“
- [2] O. Alber "Anstreifen mit vielen Schwingungsmoden", Dissertation Technische Universität Darmstadt, 20.04.2015
- [3] A. Merz, R. Reifenhäuser „Der Turbinenschaden im Kraftwerk Irsching“, VGB Kraftwerkstechnik, Band 69, Ausgabe 3, 1889
- [4] VGB White Paper SSTI “Betrachtung möglicher Auswirkungen des Betriebes von HGÜ-Systemen im Netz auf die Wellenstränge von Turbosätzen in Kraftwerken“, VGB Powertech, August 2019
- [5] ISO 22266-1 „Mechanical vibration – Torsional vibration of rotating machinery – Part 1: Land-based steam and gas turbine generator sets in excess of 50 MW”
- [6] R. Gasch „Neue Kriterien der Rissidentifikation bei rotierenden Wellen“
- [7] J. Schmied „Schwingungsverhalten von Rotoren mit angerissenem Wellenquerschnitt“, VDI Fortschrittsberichte Reihe 11: Schwingungstechnik Nr. 77, 1986.
- [8] A. Nowi, K. Herzog, S. Keller, T. Michalski „Reparaturschweißung eines rissbehafteten Niederdruckläufers“, VGB Power-Tech 11/2010